

# Technische Universität Chemnitz

Fakultät für Maschinenbau



TECHNISCHE UNIVERSITÄT  
CHEMNITZ

## Masterarbeit

**Thema:** Erarbeitung und konstruktive Umsetzung eines Konzeptes zur Realisierung eines Radialventilators mit variabler Schaufelradgeometrie in Leichtbauweise

**vorgelegt von:** Tomáš Trentin  
geb. am: 22. 09. 1993 in: Český Těšín

**Studiengang:** Produktionssysteme

**Betreuer:** Prof. Dr.-Ing. habil. Verena Kräusel  
Dipl.-Ing. Rainer Schmidt  
M.Sc. Peter Scholz  
doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

**Abgabe:** 09. 04. 2021



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY**

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**VYPRACOVÁNÍ A KONSTRUKČNÍ REALIZACE NÁVRHU  
ODSTŘEDIVÉHO VENTILÁTORU S PROMĚNNOU  
GEOMETRIÍ LOPATKOVÉHO KOLA Z LEHKÉ  
KONSTRUKCE**

ERARBEITUNG UND KONSTRUKTIVE UMSETZUNG EINES KONZEPTEES ZUR REALISIERUNG EINES  
RADIALVENTILATORS MIT VARIABLER SCHAUFELRADGEOMETRIE IN LEICHTBAUWEISE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Tomáš Trentin**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.**

**BRNO 2021**



TECHNISCHE UNIVERSITÄT  
CHEMNITZ

## **Aufgabenstellung**

zur

Masterarbeit  
im Studiengang: Produktionssysteme

für

Herrn Tomáš Trentin

geb. 22.09.1993

Matrikel-Nr.: 503035

zum Thema

***Erarbeitung und konstruktive Umsetzung eines Konzeptes zur Realisierung  
eines Radialventilators mit variabler Schaufelradgeometrie in Leichtbauweise***

(ausführliche Aufgabenstellung siehe Rückseite)

Prüfer: Prof. Dr.-Ing. habil. Verena Kräusel

Prüfer/Betreuer: Dipl.-Ing. Rainer Schmidt

Ausgabedatum: 17.09.2020

Abgabedatum: 09.04.2021

## **Aufgabenstellung:**

Radialventilatoren gibt es in unterschiedlichsten Größen für eine Vielzahl von Anwendungen. Zurzeit erfolgt die Anpassung der Betriebsparameter hauptsächlich durch den Einsatz von Drosselventilen (geringe Effizienz, enger Regelbereich) oder durch den Einsatz von Frequenzkonvertern (effizient, jedoch sehr teuer). Aktuelle Entwicklungen beschäftigen sich mit kostengünstigen und zuverlässigen Lösungen, die es ermöglichen, Radialventilatoren bei wechselnden Einsatzbedingungen immer im optimalen Betriebspunkt betreiben zu können. Ein Ansatz ist dabei, durch eine Verstellung der Schaufelradgeometrie in Kombination mit einem selbsteinstellenden Regelsystem die pneumatische Leistungsfähigkeit des Radialventilators bedarfsgerecht zu optimieren.

Das Ziel der Arbeit ist die Konzeptionierung eines Radialventilators mit variabler Schaufelradgeometrie in Leichtbauweise. Neben der Erarbeitung verschiedener Konzepte soll eine Vorzugsvariante konstruktiv umgesetzt und kinematisch analysiert werden. Abschließend sollen die Auskonstruktion und Zeichnungsableitung durch eine Stückliste komplettiert werden.

## **Schwerpunkte der Arbeit:**

- Durchführung einer umfassenden Literatur- und Patentrecherche
- Erarbeitung verschiedener Konzepte zur Veränderung der Schaufelradgeometrie, Bewertung der Konzepte und Auswahl einer Vorzugsvariante
- Auslegung der eingesetzten Komponenten des Schaufelrades unter Beachtung der statischen und dynamischen Beanspruchung
- Erstellung einer 3D-Konstruktion und Zeichnungsableitung mit Stückliste
- Durchführung einer Kinematiksimulation des Verstellmechanismus am Beispiel der Vorzugsvariante
- DoE zur Bestimmung des Einflusses und der Abhängigkeit von Geometrieparametern und Bauteileigenschaften
- Systematisierung, Bewertung und Präsentation der Ergebnisse

Die Masterarbeit ist als Einzelarbeit abzugeben. Die Schwerpunkte können in Absprache mit dem Betreuer an den Arbeitsstand bzw. an die notwendigen Schritte individuell angepasst werden.

Die Arbeit ist unter der Berücksichtigung der Arbeitshinweise zum Erstellen studentischer wissenschaftlicher Arbeiten der Professur Umformendes Formgeben und Fügen zu verfassen.

**Betreuer:** Prof. Dr.-Ing. habil. Verena Kräusel (IWP)  
Dipl.-Ing. Rainer Schmidt (IWP)  
M.Sc. Peter Scholz (IWU)

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Student: **Bc. Tomáš Trentin**  
Studijní program: Výrobní systémy  
Studijní obor: Výrobní systémy  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Vypracování a konstrukční realizace návrhu odstředivého ventilátoru s proměnnou geometrií lopatkového kola z lehké konstrukce**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Radiální ventilátory jsou vyráběny v mnoha velikostech a modifikacích v závislosti na příslušné aplikaci. V současné době se provozní parametry upravují hlavně pomocí škrticích ventilů (nízká účinnost, malý regulační rozsah), nebo pomocí frekvenčních měničů (efektivní, ale velmi nákladné). Současný vývoj se zaměřuje hlavně na nízkonákladová a spolehlivá řešení, která umožňují provozovat radiální ventilátory vždy v optimálním provozním bodě, i za měnících se provozních podmínek. Jedním z možných přístupů je optimalizace výkonu odstředivého ventilátoru úpravou geometrie lopatek oběžného kola v kombinaci s řídicím mechanismem.

Cílem práce je návrh radiálního ventilátoru s proměnnou geometrií lopatek oběžného kola. Kromě vývoje různých konceptů je třeba provést kinematickou analýzu a detailně zkonstruovat vybranou variantu. Vedle 3D modelu budou výstupem také technické výkresy a kusovník.

Vedoucí diplomové práce: Prof. Dr.-Ing. habil. Verena Kräusel (IWP); Dipl.-Ing. Rainer Schmidt (IWP); M.Sc. Peter Scholz (IWU); doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D. (FSI)

#### **Cíle diplomové práce:**

Podrobná rešerše dostupné literatury a existujících patentů

Návrh různých řešení změny geometrie lopatkového kola, vyhodnocení variantních návrhů a výběr preferované varianty

Návrh jednotlivých součástí lopatkového kola v návaznosti na jejich statické a dynamické zatížení  
vypracování 3D modelu a technických výkresů jednotlivých součástí

Provedení kinematické simulace seřizovacího mechanismu u preferované varianty

DoE pro určení vlivu a závislosti parametrů geometrie a vlastností komponent  
Systematizace, hodnocení a prezentace výsledků

**Seznam doporučené literatury:**

MAREK, Jiří, Petr BLECHA, Roman DVOŘÁK, et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. 4. přepracované. Praha: MM publishing, 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.

HIRSCH, Andreas. Werkzeugmaschinen: Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele. 2., aktualisierte und erw. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012. Studium. ISBN 38-348-0823-7.

WECK, Manfred a Christian BRECHER. Werkzeugmaschinen. 6. neu bearb. Aufl. Berlin: Springer, 2006. ISBN 35-402-2507-2.

DOEGE, Eckart a Bernd-Arno BEHRENS. Handbuch Umformtechnik: Grundlagen, Technologien, Maschinen. 2., bearbeitete Aufl. Berlin: Springer, 2010. VDI. ISBN 978-3-642-04248-5.

Maschinenbau: Ein Lehrbuch für das ganze Bachelor-Studium. Editor Werner SKOLAUT. Berlin: Springer Vieweg, [2014]. Lehrbuch (Springer). ISBN 978-3-8274-2553-9.

MUHS, Dieter. Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung : mit 703 Abbildungen, mit 74 vollständig durchgerechneten Beispielen und einem Tabellenbuch. 18. vollst. überarb. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2007. Fachbücher der Technik (Vieweg). ISBN 978-3834802620.

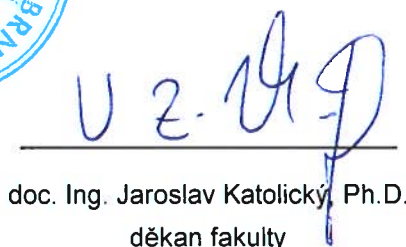
BUDYNAS, Richard G., J. Keith NISBETT a Joseph Edward SHIGLEY. Shigley's mechanical engineering design. Eleventh edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, [2020]. ISBN 978-0073398211.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21.

V Brně, dne 18. 12. 2020



doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

# Bibliographische Beschreibung und Kurzreferat

Trentin, Tomáš:

Erarbeitung und konstruktive Umsetzung eines Konzeptes zur Realisierung eines Radialventilators mit variabler Schaufelradgeometrie in Leichtbauweise

Masterarbeit an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz;  
Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, Chemnitz, 2021

82 Seiten, 40 Abbildungen, 12 Tabellen, 3 Anlagen, 71 Quellen

Schlagwörter:

Radialventilator, Laufradschaufelgeometrie, Regelmechanismus

Diese Arbeit befasst sich mit der Entwicklung und Konstruktion eines Mechanismus zur Änderung der Geometrie von Laufradschaufeln in Radialventilatoren. Zunächst wurde ein geeignetes Design ausgewählt und dann unter Berücksichtigung der auftretenden Kräfte und Lasten konstruiert. Die Schaufel besteht aus zwei Teilen - einem festen und einem beweglichen. Der bewegliche Teil fährt hinter dem festen Teil der Schaufel aus oder ein, wodurch sich deren Länge und damit die Betriebseigenschaften des Ventilators ändern. Der Simulationsteil der Arbeit beschäftigt sich mit der Auswirkung der veränderten Schaufelgeometrie auf die Ventilatorleistung in einem bestimmten Betriebspunkt. Die Ergebnisse zeigen eine leichte Leistungsreduzierung, andererseits ist der Ventilator unter einem größeren Bereich von Betriebsbedingungen betriebsfähig. Die Schlussfolgerung der Arbeit legt die Notwendigkeit weiterer Forschung nahe, um ein tieferes Verständnis für die Fähigkeiten von Radialventilatoren mit Regelmechanismus zu erlangen.

# Bibliografický záznam a abstrakt

## Tschechisch/Česky

TRENTIN, Tomáš. *Vypracování a konstrukční realizace návrhu odstředivého ventilátoru s proměnnou geometrií lopatkového kola z lehké konstrukce*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/133340>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

### Klíčová slova:

Radiální ventilátor, geometrie lopatek oběžného kola, kontrolní mechanismus

Tato diplomová práce se zabývá vývojem a konstrukcí mechanismu sloužícího ke změně geometrie lopatek oběžného kola u radiálních ventilátorů. Nejprve byl zvolen vhodný design, který byl poté zkonstruován s přihlédnutím k působícím silám a zatížením. Lopatka se skládá ze dvou částí - pevné, a pohyblivé. Pohyblivá část vysunout nebo zasunout zpět za pevnou část lopatky, čímž změni její délku, a tedy i provozní charakteristiky ventilátoru. Simulační část práce se zabývá vlivem změněné geometrie lopatek na výkon ventilátoru v jednom konkrétním pracovním bodě. Výsledky ukazují mírné snížení výkonu, na druhou stranu je ale ventilátor provozuschopný při širším spektru provozních podmínek. Závěr práce naznačuje potřebu dalšího výzkumu s cílem hlouběji poznat možnosti radiálních ventilátorů s kontrolním mechanismem.



# Abstract

## Englisch/English

Trentin, Tomáš:

Development and constructive implementation of a concept for the realization of a centrifugal fan with variable blade geometry in lightweight design

Master thesis at the Faculty of Mechanical Engineering; Chemnitz University of Technology; Institute of Machine Tools and Forming Technology, Chemnitz, 2019

82 pages, 40 figures, 12 tables, 3 annexes, 71 sources

### Keywords:

Radial fan, impeller blade geometry, control mechanism

This thesis deals with the development and design of a mechanism used to change the geometry of impeller blades in radial fans. Firstly, a suitable design was selected and then constructed taking into account the forces and loads applied. The blade consists of two parts - fixed, and movable. The movable part extends or retracts behind the fixed part of the blade, changing its length and therefore the operating characteristics of the fan. The simulation part of the work deals with the effect of the changed blade geometry on the fan performance at one particular operating point. The results show a slight reduction in performance, but on the other hand the fan is operable under a wider range of operating conditions. The conclusion of the paper suggests the need for further research to gain a deeper understanding of the capabilities of radial control mechanism fans.

# Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich während der Anfertigung dieser Masterarbeit unterstützt und motiviert haben. Besonderen Dank gilt vornehmlich:

- Herrn M.Sc. Peter Scholz für ihre erstklassige Betreuung und herzliche Unterstützung bei der Erstellung dieser Arbeit und während meiner Zeit im Unternehmen.
- Frau Prof. Dr.-Ing. habil Verena Kräusel von der TU Chemnitz für ihre professionelle Betreuung und Unterstützung und für ihren wertvollen Rat.
- Herrn doc. Ing. Petr Blecha und Ph.D. und Herrn Dr.-Ing. Thomas Hänel für ihre Betreuung und Unterstützung während des Studiums und für ihr Engagement im Zusammenhang mit dem deutsch-tschechischen Doppel-Diplom-Masterstudiengang „Produktionssysteme“.
- Abschließend möchte ich mich bei meiner Familie, meinen Freunden und allen bedanken, die mich in irgendeiner Weise während meines Studiums unterstützt haben.

# Inhaltsverzeichnis

Bibliographische Beschreibung und Kurzreferat	I
Bibliografický záznam a abstrakt	II
Abstract	III
Danksagung	IV
Symbol- und Abkürzungsverzeichnis	VIII
Abbildungsverzeichnis	XI
Tabellenverzeichnis	XIII
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>2</b>
2.1 Ventilatoren im Allgemeinen . . . . .	2
2.2 Ventilatorbauarten und Anwendungsgebiete . . . . .	3
2.2.1 Radialventilatoren . . . . .	4
2.2.2 Axialventilatoren . . . . .	9
2.2.3 Diagonalventilatoren . . . . .	10
2.2.4 Querstromventilatoren . . . . .	11
2.3 Kenngrößen / Kennzahlen . . . . .	12
2.3.1 Volumenstrom . . . . .	12
2.3.2 Druckerhöhung . . . . .	12
2.3.3 Leistung und Wirkungsgrad . . . . .	13
2.3.4 Proportionalitätsgesetze . . . . .	13
2.4 Ventilator in der Anlage . . . . .	14

2.4.1	Ventilator Kennlinie . . . . .	15
2.4.2	Anlagen Kennlinie . . . . .	16
2.4.3	Betriebspunkt . . . . .	17
2.5	Ventilatorregelung . . . . .	21
2.5.1	Drallregelung . . . . .	22
2.5.2	Drosselregelung . . . . .	23
2.5.3	Drehzahlregelung . . . . .	25
2.5.4	Laufschaufelverstellung . . . . .	27
2.6	Werkstoffe . . . . .	27
2.6.1	Metallische Werkstoffe . . . . .	27
2.6.2	Kunststoffe . . . . .	28
2.7	Patentrecherche zu Radialventilatoren mit variabler Schaufelgeometrie . . . . .	29
2.8	Fazit . . . . .	32
<b>3</b>	<b>Präzisierung der Aufgabenstellung und Methodik</b>	<b>33</b>
<b>4</b>	<b>Konzeptentwicklung</b>	<b>35</b>
4.1	Kriterien . . . . .	36
4.1.1	Gewicht des Mechanismus . . . . .	36
4.1.2	Bauraumbedarf . . . . .	37
4.1.3	Komplexität . . . . .	38
4.1.4	Schaufelbefestigung und dominanter Spannungstyp . . . . .	38
4.2	Designentwürfe der Varianten . . . . .	39
4.2.1	Variante 1 . . . . .	40
4.2.2	Variante 2 . . . . .	41
4.2.3	Variante 3 . . . . .	42
4.2.4	Variante 4 . . . . .	43
4.2.5	Variante 5 . . . . .	44
4.3	Auswahl der Vorzugsvariante . . . . .	45
<b>5</b>	<b>Konstruktion des Ventilators</b>	<b>47</b>
5.1	Schaufelkonstruktion . . . . .	49

5.2	Gehäusekonstruktion . . . . .	51
5.3	Welle . . . . .	53
5.4	Steuermechanismus . . . . .	54
<b>6</b>	<b>FE Simulation</b>	<b>59</b>
6.1	Geometrie . . . . .	59
6.2	Netz . . . . .	60
6.3	CFX . . . . .	61
6.4	Auswertung der Ergebnisse . . . . .	63
6.5	Schlussfolgerung . . . . .	65
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>67</b>
7.1	Zusammenfassung . . . . .	67
7.2	Ausblick . . . . .	68
<b>8</b>	<b>Shrnutí práce v českém jazyce</b>	<b>70</b>
8.1	Úvod . . . . .	70
8.2	Stav poznání . . . . .	71
8.3	Specifikace úkolů a metodiky . . . . .	72
8.4	Vývoj konceptu . . . . .	72
8.5	Konstrukce . . . . .	72
8.6	Simulace . . . . .	73
8.7	Shrnutí a výhled . . . . .	75
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>76</b>
	<b>Anlagenverzeichnis</b>	<b>82</b>
	<b>Selbstständigkeitserklärung</b>	<b>83</b>

# Symbolsverzeichnis

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$A_2$	$m^2$	Strömungsfläche des Ventilatorauslasses
$b$	$mm$	Schaufelbreite
$b_G$	$mm$	Gehäusebreite
$C$	—	anlagespezifischer Faktor
$D$	$mm$	Außendurchmesser des Laufrads
$D_1$	$mm$	Schaufel-Eintrittsdurchmesser
$D_2$	$mm$	Schaufel-Austrittsdurchmesser
$D_S$	$mm$	Saugmund-Durchmesser
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
$M_W$	$Nm$	Antriebsdrehmoment
$n$	$1/min$	Drehzahl des Ventilators
$N$	—	laminar / turbulent Konstante
$P$	$W$	Leistung (auch Nutz- oder Förderleistung)
$p_d$	$Pa$	dynamischer Druck des Ventilators
$p_s$	$Pa$	statischer Druck des Ventilators
$p_{t,1}$	$Pa$	Totaldruck im Ventilatoreintritt
$p_{t,2}$	$Pa$	Totaldruck im Ventilatoraustritt

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$P_W$	$W$	Wellenleistung (Leistungsbedarf)
$R$	$mm$	Krümmungsradius der Schaufel
$R_1$	$mm$	Eintrittskrümmung
$t_F$	$mm$	Dicke der Frontplatte
$t_R$	$mm$	Dicke der Rückplatte
$t_S$	$mm$	Schaufeldicke
$V$	$m^3$	Volumen
$\dot{V}$	$m^3/s$	Volumenstrom
$z$	—	Anzahl der Schaufeln
$\beta_1$		Schaufel-Eintrittswinkel
$\beta_2$		Schaufel-Austrittswinkel
$\Delta p_t$	$Pa$	Totaldruckerhöhung
$\eta_t$	—	Wirkungsgrad
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\rho_K$	$mm$	Radius des Kreismittelpunkts
$\tau$	$s$	Zeit
$\omega$	$rad/s$	Winkelgeschwindigkeit

# Abkürzungsverzeichnis

---

Abkürzung	Bezeichnung
AW	Aluminium Wrought
CAD	Computer aided design
CFD	Computational fluid dynamics
DIN	Deutsche Institut für Normen
EN	Europäische Normen
FE	Finite element
ISO	International Organization for Standardization
RMS	Root Mean Square



# Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1	Schnitt durch das Laufrad eines Radial-, Diagonal- und Axialventilators [2] . . . . .	3
Abb. 2.2	Laufrad eines Radialventilators [10] . . . . .	4
Abb. 2.3	Schnittansichten eines Radialventilators [11] . . . . .	5
Abb. 2.4	Grundlegende Teile des Radialventilators (Explosionsdarstellung) [12] . . . . .	6
Abb. 2.5	Austrittswinkel je nach Art der Schaufeln [2] . . . . .	8
Abb. 2.6	Laufrad mit a) radial endenden b) vorwärts c) rückwärts gekrümmten Schaufeln [2] . . . . .	9
Abb. 2.7	Laufrad des Axialventilators [10] . . . . .	10
Abb. 2.8	Laufrad eines Diagonalventilators [2] . . . . .	11
Abb. 2.9	Querstromventilator (links) und Schnittdarstellung quer zum Laufrad (rechts) [2] . . . . .	11
Abb. 2.10	Reduzierung des Wirkungsgrades durch die Verluste im riemengetriebenen Ventilator [10] . . . . .	14
Abb. 2.11	Abhängigkeit der Drehzahl, Leistung und Effizienz vom statischen Druck und dem Luftstrom [10] . . . . .	15
Abb. 2.12	Ventilator Kennlinien in Abhängigkeit von der relativen Drehzahl [20] . . . . .	16
Abb. 2.13	Systemkennlinien, basierend auf der Einstellung der Regelklappen [20] . . . . .	17
Abb. 2.14	Bestimmung des Arbeitspunktes eines Ventilators [20] . . . . .	18
Abb. 2.15	Mögliche Betriebspunkte bei Änderung der Systembedingungen [20] . . . . .	19
Abb. 2.16	Betriebspunkt im Bereich der Spitzeneffizienz [10] . . . . .	20
Abb. 2.17	Betriebspunkt im Bereich des niedrigen Wirkungsgrades [10] . . . . .	20
Abb. 2.18	Betriebspunkt in der instabilen und ineffizienten Stallregion [10] . . . . .	21

Abb. 2.19 Kegel- (links) und Zylinderauslegung (rechts) des Drallreglers [22]	22
Abb. 2.20 Einlasskasten-Drallregler erzeugend Wirbel (links) und wirkend als Dämpfer (rechts) [22]	23
Abb. 2.21 Verschiedene Konfigurationen der Auslassdämpferschaufeln [22]	24
Abb. 2.22 Verschiebung des Betriebspunktes durch die Erhöhung des System- widerstands [24]	24
Abb. 2.23 Teile für die mechanische Ventilatorregelung [22]	25
Abb. 2.24 Bewegung der Ventilatorlinie durch Reduzierung der Drehzahl [24]	26
Abb. 4.1 Variante 1	41
Abb. 4.2 Variante 2	42
Abb. 4.3 Variante 3	43
Abb. 4.4 Variante 4	44
Abb. 4.5 Variante 5	45
Abb. 5.1 Laufrad-Abmessungen	49
Abb. 5.2 Schaufel-Abmessungen	51
Abb. 5.3 Dimensionierung der Spirale [54]	52
Abb. 5.4 a) lange und b) kurze Variante der Schaufeln	55
Abb. 5.5 a) ausgestoßene und b) eingefahrene Schaufel	55
Abb. 5.6 Detail des Mechanismus	56
Abb. 5.7 Ansicht des Steuermechanismus mit ausgefahrenen (links) und ein- gefahrenen Schaufeln (rechts)	57
Abb. 5.8 Frontalansicht der gesamten Anlage mit und ohne Gehäuse	58
Abb. 6.1 Teile des Modells für CFX Simulation: 1) Saugrohr, 2) Laufrad, 3) Gehäuse, 4) Auslassrohr	60
Abb. 6.2 Darstellung des Netzes in verschiedenen Regionen	61
Abb. 6.3 Luftströmungs-Geschwindigkeitsprofil im Laufrad mit 50°-Schaufeln (links) und im Laufrad mit 35°-Schaufeln (rechts)	65

# Tabellenverzeichnis

Tab. 2.1	Tabelle der Patente - Teil 1 . . . . .	30
Tab. 2.2	Tabelle der Patente - Teil 2 . . . . .	31
Tab. 4.1	Einteilung der Bewertungsstufen für $\tau_{jn}$ . . . . .	36
Tab. 4.2	Punktverteilung beim Kriterium Gewicht des Mechanismus . . . . .	37
Tab. 4.3	Punktverteilung beim Kriterium Bauraumbedarf . . . . .	38
Tab. 4.4	Punktverteilung beim Kriterium Komplexität . . . . .	38
Tab. 4.5	Punktverteilung für Schaufelbefestigung und dominanter Spannungstyp . . . . .	39
Tab. 4.6	Bewertungsmatrix für alle bewerteten Varianten . . . . .	46
Tab. 5.1	Erhaltene Werte der Gehäuse-Abmessungen . . . . .	52
Tab. 6.1	Netzparameter der einzelnen Körper . . . . .	61
Tab. 6.2	Einstellungen des Modells in CFX . . . . .	62
Tab. 6.3	Simulationsergebnisse für jedes Modell . . . . .	63

# 1 Einleitung

Mit der fortschreitenden Industrialisierung werden in zunehmenden Maße Ventilatoren in großer Zahl in den unterschiedlichen Anlagen- bzw. Gerätesystemen zum Fördern von Luft und anderen Fluiden, einschließlich feststoffbeladener Gase, sowie zum Belüften, Klimatisieren, Heizen, Trocknen, Kühlen etc., eingesetzt. Daher ist auch der Formenreichtum der Ventilatoren besonders groß, ebenso wie die vorkommenden Baugrößen, die von wenigen Zentimetern bis zu 20 Metern und mehr reichen können. [1]

In einer Zeit, in der das ökonomische Denken zunehmende Bedeutung gewinnt und in der der Umweltschutz eine immer größer Rolle spielt, ist es dringend notwendig, alle energieeinsparenden Möglichkeiten mehr als bisher auszuschöpfen. Dies gilt gleichermaßen auf dem Gebiet der Lüftungstechnik. Hier verursachen insbesondere die Ventilatoren einen hohen Anteil an den laufenden Betriebskosten. [1] Nach Angaben der Europäischen Kommission verbrauchen Industrieventilatoren rund 300 TWh Strom pro Jahr, was bedeutet, dass dies nach Industriemotoren und Lichtquellen die dritthäufigste energieverbrauchende Quelle ist. Jegliche Effizienzsteigerung wird daher stark auf die Energieeinsparungen projiziert, was zu einer geringeren CO<sub>2</sub>-Produktion führt. [2]

Derzeit wird die Anpassung der Betriebsbedingungen hauptsächlich durch Drosselklappen (niedriger Wirkungsgrad, enger Regelbereich) oder durch den Einsatz von Frequenzumrichtern (effizient, aber teuer) realisiert. Aufgrund dieser Tatsachen ist es das Ziel dieser Arbeit, eine innovative Lösung zu entwickeln, die es ermöglicht Radialventilatoren bei wechselnden Einsatzbedingungen immer im optimalen Betriebspunkt betreiben zu können. Um dieses Ziel zu erreichen, soll die pneumatische Leistung bei Bedarf durch Anpassung der Schaufelgeometrie optimiert werden. Zum anderen soll durch den Einsatz von Leichtbaumaterialien für einige Komponenten das Gewicht und damit die Massenträgheit reduziert werden.

## 2 Stand der Technik

### 2.1 Ventilatoren im Allgemeinen

Der Ventilator ist eine Strömungsmaschine zur kontinuierlichen Förderung von gasförmigen Medien durch Geräte und Anlagen. Diese Funktion wird durch die Übertragung von mechanischer Energie auf das gasförmige Medium mittels eines Laufrades verwirklicht. Die durch das Laufrad zugeführte mechanische Energie wird in Druck- und Geschwindigkeitsenergie des Strömungsmediums, auch Fluid genannt, umgesetzt. Bei der Förderung eines technologisch bedingten Volumenstromes durch eine Anlage sind Druckverluste zu überwinden, die in den einzelnen Geräte- und Anlagenteilen entstehen. Ventilatoren, die oft auch als Lüfter bezeichnet werden, gehören zur der Klasse der Arbeitsmaschinen. [3, 4]

Die Druckerhöhung  $\Delta p_t$  im Ventilator ist gering, bezogen auf den absoluten Druck am Eintritt in die Maschine. Von Ventilatoren spricht man, wenn das Druckverhältnis zwischen Ein- und Auslass kleiner als 1,1 ist. Das heißt auch, dass die Strömung im Ventilator hinreichend genau als inkompressibel behandelt werden darf. Wenn das Druckverhältnis größer als 3 ist, wird von Verdichtern gesprochen. Liegen die Druckverhältnisse zwischen diesen beiden Grenzen, wird der Begriff Gebläse verwendet. Aufgrund der relativ großen Volumenströme in Verbindung mit den geringen Druckerhöhungen sind Ventilatoren die Strömungsmaschinen, die hinsichtlich ihres Wirkungsgrades und ihrer Geräuschemission am empfindlichsten auf ungünstige Einbaubedingungen reagieren. [4, 5, 6]

Die Richtlinie 2009/125/EG [7] des europäischen Parlaments definiert einen Ventilator als eine „Maschine mit Drehflügeln zur Aufrechterhaltung eines kontinuierlichen Gasstromes — in der Regel eines Luftstromes — durch das Gerät hindurch, dessen Arbeit pro Masseinheit 25 kJ/kg nicht übersteigt. Zum Antrieb des Laufrades ist ein Elektromotor mit einer elektrischen Eingangsleistung zwischen 125 W und 500 kW ausgelegt.“

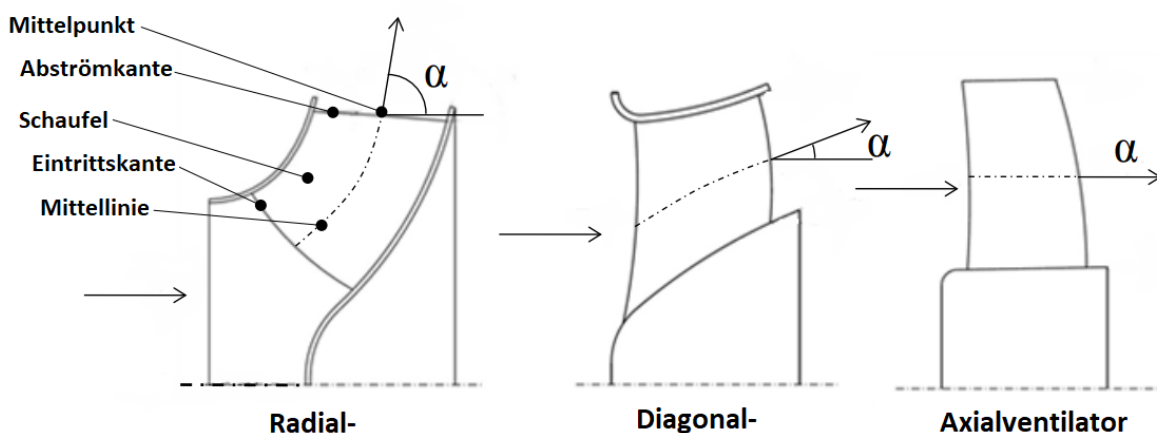
Ventilatoren werden je nach Richtung und Art der Luftströmung durch das Laufrad in Axial-, Radial-, Diagonal- und Querstromventilatoren unterteilt. Eine weitere Unterteilung erfolgt nach der Gesamtdruckerhöhung in Niederdruck- (1 kPa), Mitteldruck- (bis 3 kPa) und Hochdruckventilatoren (über 3 kPa). [3, 7]

Ventilatoren werden mit kleinsten Abmessungen von wenigen Zentimetern, beispielsweise für Kühlung von Elektronikgeräten, bis zu Durchmessern von 20 m und mehr, beispielsweise als Kühlturmlüfter, gebaut. Der Leistungsbedarf erstreckt sich von wenigen Watt bis zu mehreren Megawatt. [8]

## 2.2 Ventilatorbauarten und Anwendungsgebiete

Im Wesentlichen werden die Ventilatoren in zwei Grundgruppen unterschieden - axial und radial. Bei den Axialventilatoren strömt das Fluid durch die im Gitterverband angeordneten Laufschaufeln parallel, also koaxial, zur Drehachse und gibt so der Bauart ihren Namen. Die Schaufelgitter der Radialventilatoren werden senkrecht zur Drehachse, also radial und meist zentrifugal von der Drehachse weg, nach außen durchströmt.

Entscheidend für das Betriebsverhalten eines Ventilators ist die Richtung der Strömung durch das rotierende Schaufelgitter des Laufrades (Abb. 2.1), in dem die Energie an das Fluid übertragen wird.

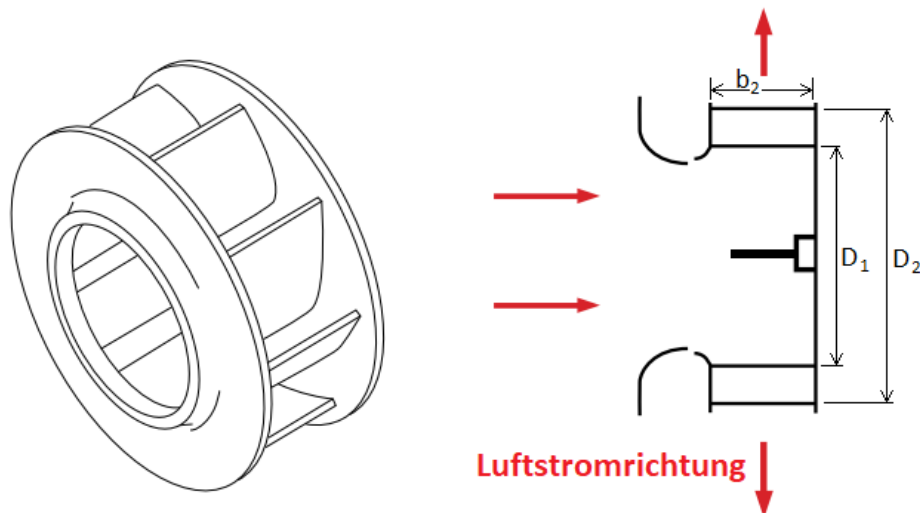


**Abb. 2.1:** Schnitt durch das Laufrad eines Radial-, Diagonal- und Axialventilators [2]

In den nachfolgenden Unterkapiteln wird ein Überblick über die einzelnen Ventilatorarten gegeben. Da der Fokus der Masterarbeit auf der Entwicklung eines innovativen Schaufelverstellmechanismus für Radialventilatoren liegt, wird für diese Bauart der Stand der Technik ausführlicher betrachtet.

### 2.2.1 Radialventilatoren

Die Basis von Radialventilatoren ist ein Laufrad, um das die Schaufeln in einer Spirale angeordnet sind. Wenn sich das Laufrad bewegt, wird die Ansaugluft senkrecht von der Welle aus der Öffnung im Ventilatorgehäuse angesaugt (Abbildung 2.2). [2, 7, 9]

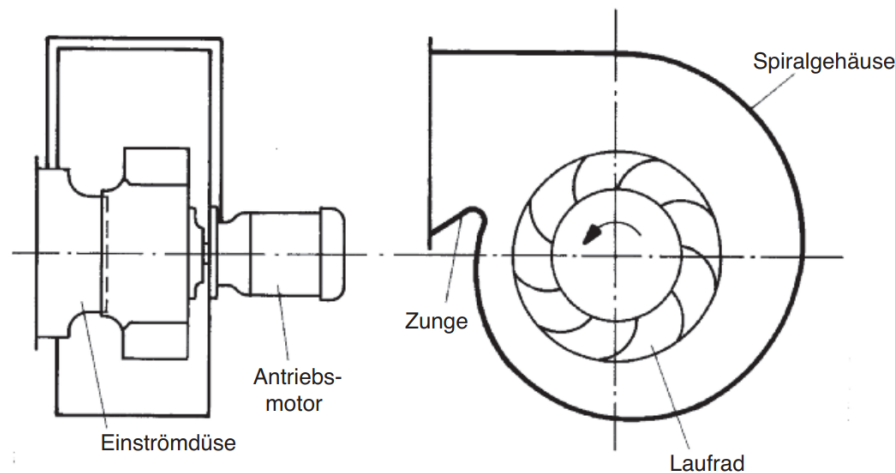


**Abb. 2.2:** Laufrad eines Radialventilators [10]

Radialventilatoren werden im Vergleich zu Axialventilatoren dort eingesetzt, wo es notwendig ist – einen hohen Luftstrom unter hohem Druck zu gewährleisten (lange Luftkanäle usw.). Kleine Radialventilatoren sind speziell für den Heimgebrauch konzipiert, z. B. in der Toilette, im Badezimmer oder zur Belüftung von Feuchträumen. Größere Radialventilatoren werden am häufigsten in Lüftungsgeräten, Heiz- und Kühlgeräten und Verbrennungskesseln eingesetzt. Sie eignen sich eher für die Punktkühlung und Temperaturregelung von Maschinen. Sie gewährleisten die Belüftung des durchschnittlichen Luftvolumens unter hohem Druck. [8, 9]

Bei den Radialventilatoren strömt die Luft dem Laufrad im Allgemeinen drallfrei zu

und zunächst ebenfalls axial durch den Einströmdüsen ein. Anschließend wird sie in die radiale Richtung umgelenkt. Bei der zentrifugalen Durchströmung des Radialrades entsteht durch die unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten zwischen dem Schaufel-Eintrittsdurchmesser  $D_1$  und dem Austrittsdurchmesser  $D_2$  des Schaufelgiters ein Fliehkrafteffekt, der zu einem zusätzlichen Druckanstieg führt. [3]



**Abb. 2.3:** Schnittansichten eines Radialventilators [11]

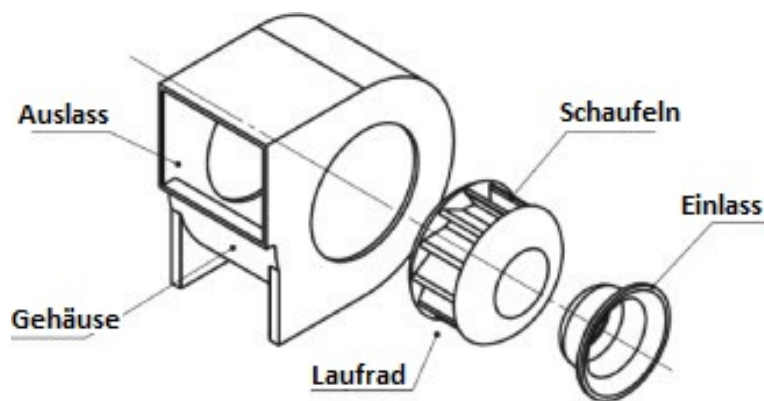
Das Radialrad muss in die gleiche Richtung drehen, wie das Spiralgehäuse ausbläst. Das Gehäuse umschlingt das Laufrad und verbreitert sich mit zunehmendem Umschlingungswinkel, beginnend bei der Gehäusezunge (die engste Stelle zwischen Spiralgehäusewand und Laufrad). Dies ist in der Abbildung 2.3 zu sehen. Radialventilatoren haben für gewöhnlich als einzigen Leitapparat ein Spiralgehäuse mit rechteckigem Querschnitt, das in einfacher Weise aus Blech herzustellen ist. Je nach Betriebspunkt des Ventilators hat das Gehäuse nicht nur eine Sammelfunktion. Es wirkt bei kleinen Volumenströmen auch als Diffusor, indem es die Strömung hinter dem Laufrad verzögert. Bei großen Volumenströmen hingegen beschleunigt es mitunter und arbeitet dann unter den Bedingungen des freien Ausblasens als Drosseleinrichtung. [3, 8]

### Aufbau eines Radialventilators im Detail

Ein typischer Radialventilator besteht aus einem Ventilatorgehäuse, Laufrädern, Ein- und Auslasskanälen, einer Antriebswelle und einem Antriebsmechanismus (Abb. 2.4). Wenn die Luft durch den Einlasskanal in das Gehäuse eintritt, wird sie zur Mitte des



Laufrads getrieben. Die Antriebswelle, unterstützt durch den Antriebsmechanismus, bewirkt die Drehung der Laufräder. Die kinetische Energie, die durch die Rotation der Laufradschaufeln entsteht, verleiht der Luft ein erhöhtes Geschwindigkeitsvolumen, das schließlich mit hoher Geschwindigkeit aus dem Auslasskanal abgeführt wird. [9, 10]



**Abb. 2.4:** Grundlegende Teile des Radialventilators (Explosionsdarstellung) [12]

Die Rolle des Antriebsmechanismus im Radialventilator besteht darin, eine Kraft zu erzeugen, die die Laufradschaufeln in Drehung versetzt. Es gibt drei grundlegende Arten von Antriebsmechanismen: Direktantrieb, Riemenantrieb und variabler Antriebsmechanismus. [1, 10, 11]

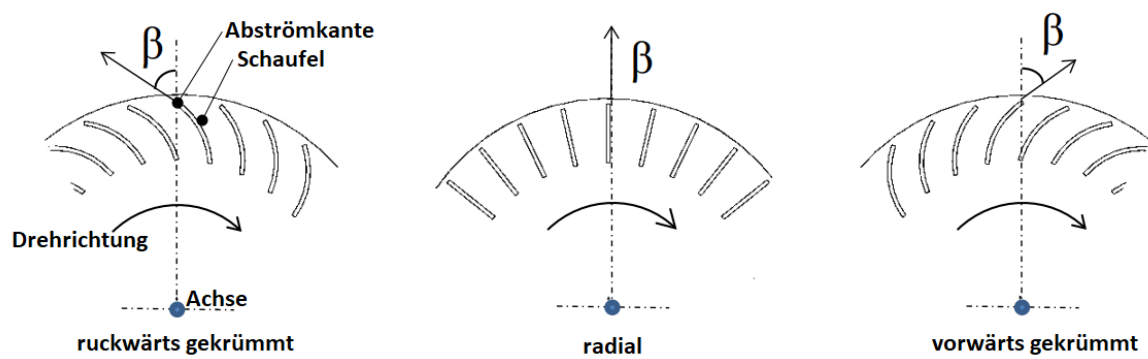
Das Gehäuse ist eine Verkleidung um das Laufrad, die den Gasstrom zum Laufrad, durch das Laufrad und vom Laufrad weg leitet. Das Gehäuse verbessert den Wirkungsgrad, reduziert den Lärm und dient als Schutz für bewegliche Teile wie Laufrad, Nabe usw. Beim Radialventilator tritt die vom Einlass kommende Luft axial durch das Ventilatorgehäuse in das Laufrad ein, wo sie die Beschleunigung aufnimmt und radial in 90°-Richtung ausgestoßen wird. Dies ist auf dem Bild 2.2 zu sehen. Die Konstruktion des Gehäuses muss so optimiert werden, dass es der zentrifugalen Wirkung des Schleuderns der Luft in seinem Inneren standhält. [7, 10, 11]

Einlass- und Auslasskanäle sind die Kanäle, die am Einlass und Auslass des Ventilators angebracht sind. Sie beeinflussen das Luftstrommuster und beeinflussen die Leistung der Ventilatoren. Dämpfer auf der Einlassseite dienen zur Steuerung des Gasflusses und zur Änderung der Art und Weise, wie das Gas bei unterschiedlichen Betriebsbe-

dingungen in das Laufrad eintritt. Einlassklappen sparen Ventilatorenergie aufgrund ihrer Fähigkeit, das Luftstrommuster in das Laufrad zu beeinflussen. Dämpfer auf der Auslassseite erzeugen lediglich einen Strömungswiderstand, der zur Steuerung des Gasstroms verwendet wird. Falsche Einlass- und Auslass-Luftstrombedingungen und Kanäle mit scharfkantigen Windungen führen zu ineffizientem Ventilatorbetrieb, hohem Systemgeräusch und schlechter Leistung mit unerwünschten Ausgangsleistungen. [7, 10, 11]

Das Laufrad ist eine rotierende Vorrichtung, die aus einer Anzahl von Ventilatorschaufeln besteht, die auf einer Nabe mit Antriebswelle montiert sind, die die Luft/das Gas mit erhöhtem Druck in die gewünschte Richtung drückt. Der Luftstrom tritt in axialer Richtung in das Laufrad ein, nimmt beim Durchströmen der Ventilatorschaufeln durch die Zentrifugalkraft eine Beschleunigung auf und wird radial aus dem Ventilatorgehäuse abgeführt. [10, 11]

Die Schaufeln sind meist aus Blech gebogene Kreisbogenschaufeln, deren Herstellung billig ist, und die mit den Laufradböden und Deckscheiben vernietet oder verschweißt sind. Es wird von vorwärts gekrümmten Schaufeln gesprochen, wenn der Schaufelaustrittswinkel  $\beta_2 > 90^\circ$  ist. Die Schaufel ist dann stark gekrümmt, und die Schaufelaustrittskante zeigt in Drehrichtung. Radial endende Schaufeln haben einen Austrittswinkel von  $\beta_2 = 90^\circ$ . Schaufeln mit kleineren Austrittswinkeln  $\beta_2 < 90^\circ$  werden rückwärts gekrümmt genannt (Abbildung 2.5). Mit zunehmendem Schaufelaustrittswinkel  $\beta$  nimmt grundsätzlich das Verhältnis von statischer Druckerhöhung im Laufrad bezogen zur Gesamtdruckerhöhung, auch Reaktionsgrad genannt, ab und der Anteil der Geschwindigkeitsenergie nimmt zu. Die Umsetzung dieser Energie in Druck ist wieder nur durch eine verlustbehaftete Verzögerung möglich. [1, 3, 4, 8]



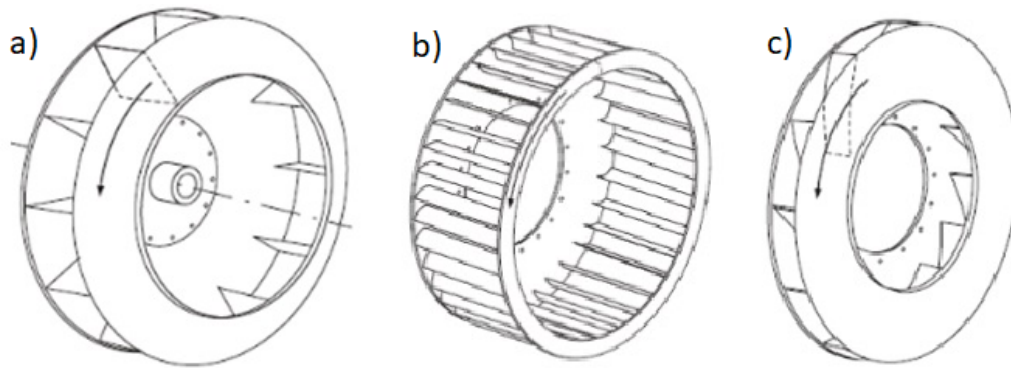
**Abb. 2.5:** Austrittswinkel je nach Art der Schaufeln [2]

Ventilatoren mit radial endenden Schaufeln erzeugen hohen Druck, der Luftstrom ist moderat. Sie werden häufig in der Späne- und Staubbörderindustrie eingesetzt, weil sie am wenigsten empfindlich auf Feststoffanhaftungen auf den Schaufeln sind. [4, 9]

Vorwärts gekrümmte Ventilatorschaufeln krümmen sich zur Drehrichtung des Ventilatorrads hin. Diese sind besonders empfindlich gegenüber Partikeln und werden üblicherweise nur für Reinluftanwendungen spezifiziert. Diese Ventilatoren werden am häufigsten in der Klima- und Lüftungstechnik eingesetzt. Vorwärts gekrümmte Schaufeln bieten einen niedrigen Geräuschpegel und einen großen Luftstrom bei einem geringen Statikdruck-Anstieg. Sie werden als Niederdruckventilatoren mit einer größeren Anzahl von Schaufeln (40 bis 50) eingesetzt. Der erreichte Wirkungsgrad liegt bei 55 % bis 65%. [1, 4, 9]

Ventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln verwenden eine gerade Schaufel, eine gekrümmte Schaufel oder ein Aerofoilschaufel. Dieser Ventilatortyp wird in Anwendungen eingesetzt, bei denen ein hoher Wirkungsgrad und ein großer Gesamtförderdruck erforderlich sind. Diese Arten von Laufrädern werden in Ventilatoren verwendet, die für Gasströme mit relativ geringer Partikelbelastung ausgelegt sind, da sie zur Ansammlung von Feststoffen neigen und in Anwendungen wie Zentralklimaanlagen oder Gebäudebelüftungssystemen eingesetzt werden. Laufräder mit rückwärts gekrümmten Schaufeln neigen dazu, deutlich weniger Schaufeln zu haben als Räder mit vorwärts gekrümmten Schaufeln. Ihre Anzahl liegt normalerweise zwischen 6 und 15, aber dies

wird durch spezifische Anwendungen bestimmt. Sie erzeugen einen hohen Luftstrom zusammen mit hohem Druck. Ihr Preis ist normalerweise höher, aber sie sind sehr effizient. Der Wirkungsgrad liegt im Bereich von 80 % - 85 %. Die drei häufigsten Laufradtypen sind auf der Abbildung 2.6 unten zu sehen. [9, 10, 13, 14]



**Abb. 2.6:** Laufrad mit a) radial endenden b) vorwärts c) rückwärts gekrümmten Schaufeln [2]

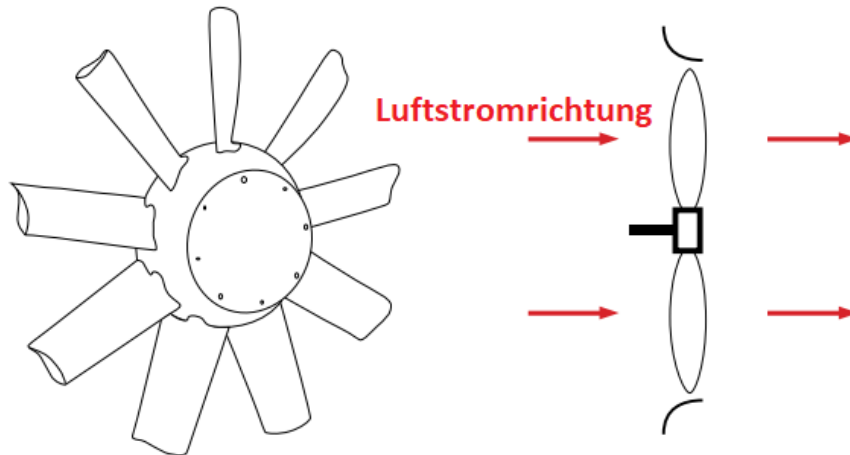
## 2.2.2 Axialventilatoren

Die am häufigsten verwendete Art von Ventilatoren sind Axialventilatoren (Abb. 2.7). Die Schaufeln, die Luft ansaugen und ausstoßen, drehen sich um ihre Achse. Axialventilatoren gewährleisten einen hohen Luftstrom bei niedrigem Druck. Axialventilatoren bringen von allen Bauarten bei vergleichbaren Abmessungen, Drehzahlen und bei vergleichbarem Volumenstrom die kleinste Druckerhöhung. Ihre Beschaukelungen sind herstellungsspezifisch unterschiedlich ausgeführt. [2, 3, 9]

Bei größeren Förderströmen und kleineren Druckerhöhungen werden in der Gebäude-, Geräte-, Gruben-, Tunnelbelüftung sowie in Kraftwerken, Hüttenwerken, in der Zementindustrie, in Windkanäle usw. ein- und mehrstufige Axialventilatoren verwendet. Das typischste Beispiel für die Verwendung eines Axialventilators ist die Belüftung in Autos oder die Kühlung von Computern. [8, 9]

Als Vorteile dieser Strömungsmaschine sind vor allem der hohe Wirkungsgrad, der große Betriebsbereich bei guten Teillastwirkungsgraden, die gute Anpassungsfähigkeit bzw. Regulierbarkeit und veränderliche Volumenströme und Drücke, die hohe Lebensdauer,

der geringe Platzbedarf, die einfache Rohrleitungsführung und der einfache Aufbau. Als Nachteil ist neben dem relativ hohen Geräusch vor allem die instabile Kennlinie anzuführen. [8]



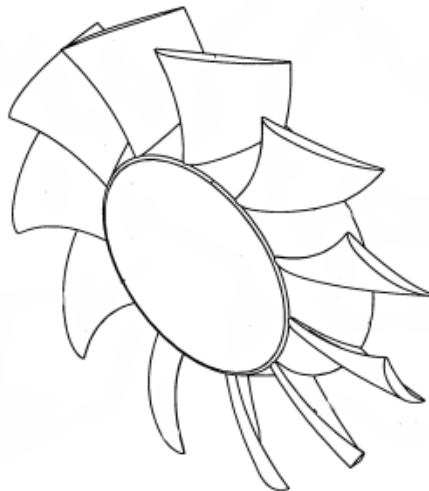
**Abb. 2.7:** Laufrad des Axialventilators [10]

Die Laufschaufeln können fest, im Stillstand einstellbar oder während des Betriebes verstellbar sein. Durch die Schaufelverstellung ergibt sich ein großer Betriebsbereich bei guten Teillastwirkungsgraden. [4]

### 2.2.3 Diagonalventilatoren

Diagonalventilatoren (Abb. 2.8) werden auf der Grundlage ihrer Eigenschaften (mittlerer Druck, mittlerer Luftstrom) an der Grenze zwischen Axial- und Radialventilatoren eingeordnet. Aufgrund Ihrer Bauweise sind Diagonalventilatoren hauptsächlich für die Installation in runden Rohren bestimmt. [2, 9]

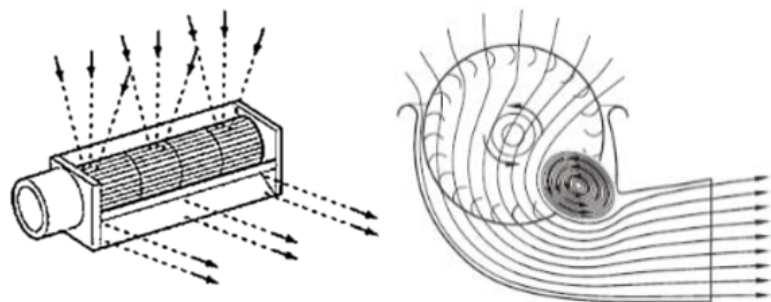
Diagonalventilatoren sind ideal für Anwendungen, bei denen eine hohe Leistung mit einem kleinen Bauraum erforderlich ist. Diagonalventilatoren werden z. B. in Kühl- und Steuerschränken, Druckmaschinen und Wärmetauschern eingesetzt. Sie eignen sich auch für Systeme, die unterschiedliche Betriebsbedingungen haben, wie z. B. IT-Systeme und Server, Telekommunikationssysteme usw. Diagonalventilatoren werden in Situationen eingesetzt, in denen eine hohe Dauerbelastung erforderlich ist. [7, 9]



**Abb. 2.8:** Laufrad eines Diagonalventilators [2]

### 2.2.4 Querstromventilatoren

Querstromventilatoren haben gekrümmte Schaufeln, die um ein Vielfaches länger sind als die anderer Ventilortypen. Der Hauptvorteil dieser Ventilatoren gegenüber Axialventilatoren ist die Sicherheit eines gleichmäßigen Luftstroms über die gesamte Breite des Rahmens. Dadurch eignen sie sich für den Einsatz in Klimaanlage, Luftschleiern, Computersystemen, Konvektoren, Werkstätten usw. Querstromventilatoren sind eine elegante und effiziente Lösung in Situationen, die eine gleichmäßige Luftverteilung über große Entfernungen unter relativ niedrigem Druck erfordern. [7, 9]



**Abb. 2.9:** Querstromventilator (links) und Schnittdarstellung quer zum Laufrad (rechts) [2]

Querstromventilatoren mit walzenförmigen radialen Trommelläufern werden wegen ihrer günstigen Einbaumaße und ihres geräuscharmen Laufes für Zwecke der Heizung und Lüftung in Gebäuden, Haushaltgeräten, Fahrzeugen, optischen und elektrischen Geräten in zunehmendem Maße anstelle von Axial- oder Radialventilatoren eingesetzt.

[8]

## 2.3 Kenngrößen / Kennzahlen

Im folgenden Kapitel werden einige der wichtigsten Kennwerte der Ventilatoren kurz beschrieben und die grundlegenden Gleichungen erläutert. Alle Gleichungen in diesen Kapitel sind in den folgenden Quellen identisch angegeben: [3, 8, 14, 15].

### 2.3.1 Volumenstrom

Der Luftvolumenstrom  $\dot{V}$  durch den Ventilator ist die Luftmenge, die vom Ventilator pro Zeiteinheit  $\tau$  [s] zu Rohren oder anderen Geräten transportiert werden kann. Die Einheit ist üblicherweise  $[\text{m}^3/\text{s}]$ . Bei hydraulischen Strömungsmaschinen und Niederdruckventilatoren kann die Strömung in den meisten praktischen Fällen als inkompressibel, d. h. die Dichte  $\rho$  als konstant angesehen werden. Die Luftdichte wird üblicherweise mit  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$  angenommen.

$$\dot{V} = V/\tau = \dot{m}/\rho \text{ [m}^3/\text{s}] \quad (2.1)$$

### 2.3.2 Druckerhöhung

Die Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$  eines Ventilators ist die Differenz zwischen dem Totaldruck  $p_{t,2}$  im Ventilatoraustritt und dem Totaldruck  $p_{t,1}$  im Ventilatereintritt:

$$\Delta p_t = p_{t,2} - p_{t,1} \text{ [Pa = N/m}^2\text{]} \quad (2.2)$$

Der dynamische Druck des Ventilators  $p_d$  bei Niederdruck- und Mitteldruckventilatoren ( $\Delta p_t \leq 3 \text{ kPa}$ ) wird als berechneter dynamischer Luftdruck im Ventilatorauslass bezeichnet:

$$p_d = \frac{1}{2}\rho(\dot{V}A_2)^2 \text{ [Pa]} \quad (2.3)$$

wobei  $A_2$  die Strömungsfläche des Ventilatorauslasses ist.

Der statische Druck des Ventilators  $p_s$  ist definitionsgemäß gleich der Differenz von Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$  und dynamischen Druck  $p_d$ :

$$p_s = \Delta p_t - p_d \text{ [Pa]} \quad (2.4)$$

### 2.3.3 Leistung und Wirkungsgrad

Die Leistung eines Ventilators  $P$  (auch Nutz- oder Förderleistung genannt) ist gleich dem Vielfachen von Volumenstrom  $\dot{V}$  und Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$ :

$$P = \dot{V} \Delta p_t \text{ [W]} \quad (2.5)$$

Die Wellenleistung (Leistungsbedarf an der Ventilatorwelle)  $P_W$  ist eine mechanische Leistung, die auf die Welle übertragen wird und benötigt wird, um das Laufrad mit einer bestimmten Drehzahl zu drehen. Die Wellenleistung  $P_W$  ergibt sich aus Antriebsdrehmoment  $M_W$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , und kann auch aus der Leistung  $P$  und aus dem Wirkungsgrad  $\eta_t$  berechnet werden, wie aus der folgenden Gleichung ersichtlich ist:

$$P_W = M_W \omega = P / \eta_t \text{ [W]} \quad (2.6)$$

Davon kann der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators  $\eta_t$  ausgedrückt werden:

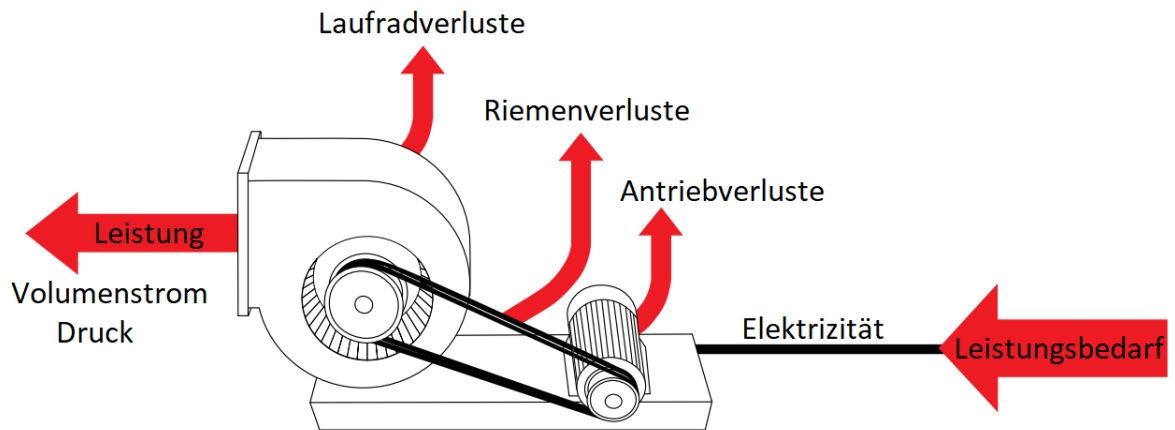
$$\eta_t = P / P_W = \Delta p_t \dot{V} / P_W \text{ [-]} \quad (2.7)$$

Der Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis der Förderleistung  $P$  zur Wellenleistung  $P_W$  und damit ein Maß für die Güte der Energieumsetzung im Ventilator. Der Gesamtwirkungsgrad berücksichtigt alle mechanischen Verluste, Strömungsverluste, Leckageverluste usw (Abb. 2.10).

### 2.3.4 Proportionalitätsgesetze

Die folgenden Regeln gelten für geometrisch und kinematisch ähnliche Ventilatoren. Unter der Annahme, dass die Luftdichte konstant ist, können Änderungen der Funktionsparameter des Ventilators mit der Drehzahländerung berechnet werden. Aus den





**Abb. 2.10:** Reduzierung des Wirkungsgrades durch die Verluste im riemengetriebenen Ventilator [10]

folgenden Formeln geht hervor, dass der Volumenstrom der Luft proportional zur Drehzahl variiert. [16]

Der Volumenstrom  $\dot{V}_1$  ändert sich proportional der Drehzahl  $n$ :

$$\dot{V}_1/\dot{V}_2 = n_1/n_2 \quad (2.8)$$

Der Druck  $p_t$  ändert sich proportional dem Quadrat der Drehzahl  $n$ :

$$p_{t1}/p_{t2} = (n_1/n_2)^2 = (\dot{V}_1/\dot{V}_2)^2 \quad (2.9)$$

Der Leistungsbedarf  $P_W$  an der Welle ändert sich proportional der dritten Potenz der Drehzahl  $n$ :

$$P_{W1}/P_{W2} = (n_1/n_2)^3 = (\dot{V}_1/\dot{V}_2)^3 \quad (2.10)$$

## 2.4 Ventilator in der Anlage

Ein Ventilator hat die Aufgabe, einen bestimmten Volumenstrom  $\dot{V}$  durch das Leitungssystem einer Anlage oder eines Gerätes zu fördern. Dazu muss er eine Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$  erzeugen und damit dem Volumenstrom Energie zuführen. Die Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$  hängt bei vorgegebener Geometrie einer Anlage vom Volu-

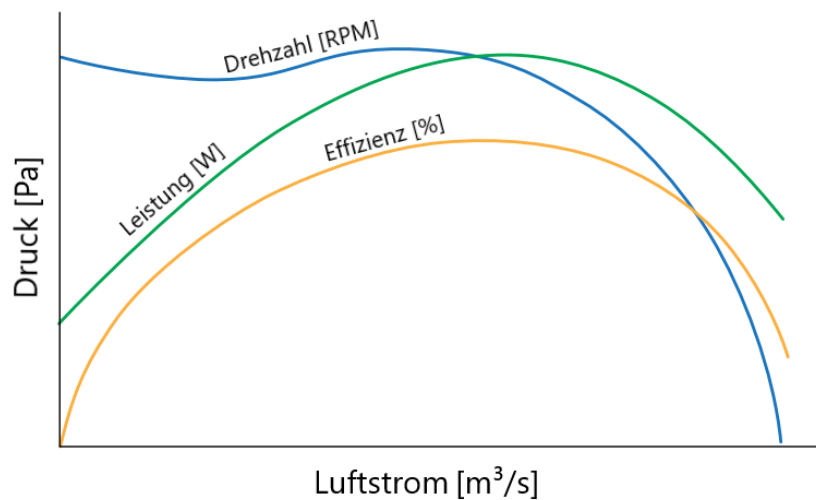
menstrom ab.

### 2.4.1 Ventilator Kennlinie

Die drei wichtigsten Kennlinien stellen die Drehzahl, Leistung und Effizienz dar (Abb. 2.11). Diese drei Kennlinien beziehen sich auf einen exakt festliegenden Ventilator typ, der gekennzeichnet ist durch:

- ein bestimmtes aerodynamisches Konstruktionsschema,
- die Baugröße,
- die Drehzahl,
- die Dichte des Fördermediums sowie durch
- weitere typenspezifische Details.

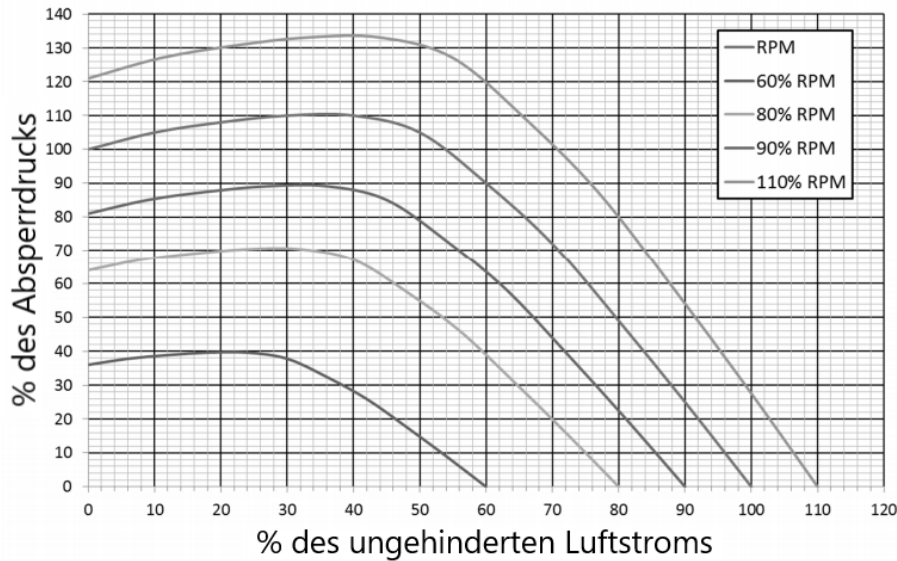
Die Kennlinien sind also die Kurven, die die Eigenschaften und das Verhalten des Ventilators ausdrücken. [3, 17]



**Abb. 2.11:** Abhängigkeit der Drehzahl, Leistung und Effizienz vom statischen Druck und dem Luftstrom [10]

Die Kennlinien werden normalerweise für konstante Drehzahlen aufgetragen, sodass jeder Punkt der Kurve den möglichen Betriebspunkt des Ventilators für diese gegebenen Drehzahlen zeigt. [3, 5, 17, 18]

In Abbildung 2.12 ist zu sehen, wie eine Änderung der Ventilator Drehzahl die Lage und Form der Ventilator Kennlinie beeinflusst. Je höher die Drehzahl, desto höher kann logischerweise auch der Volumenstrom sein. Diese Änderungen können durch die zu den Proportionalitätsgesetzen gehörenden Gleichungen (Gleichungen 2.8, 2.9 und 2.10) berechnet werden. [19]



**Abb. 2.12:** Ventilator Kennlinien in Abhängigkeit von der relativen Drehzahl [20]

## 2.4.2 Anlagenkennlinie

Die Abhängigkeit der zur Überwindung des Anlagenwiderstandes erforderlichen Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$  vom Volumenstrom  $\dot{V}$  wird als Anlagenkennlinie bezeichnet. Anlagenkennlinien können normalerweise als nichtlinearer Zusammenhang von Druck und Luftstrom dargestellt werden:

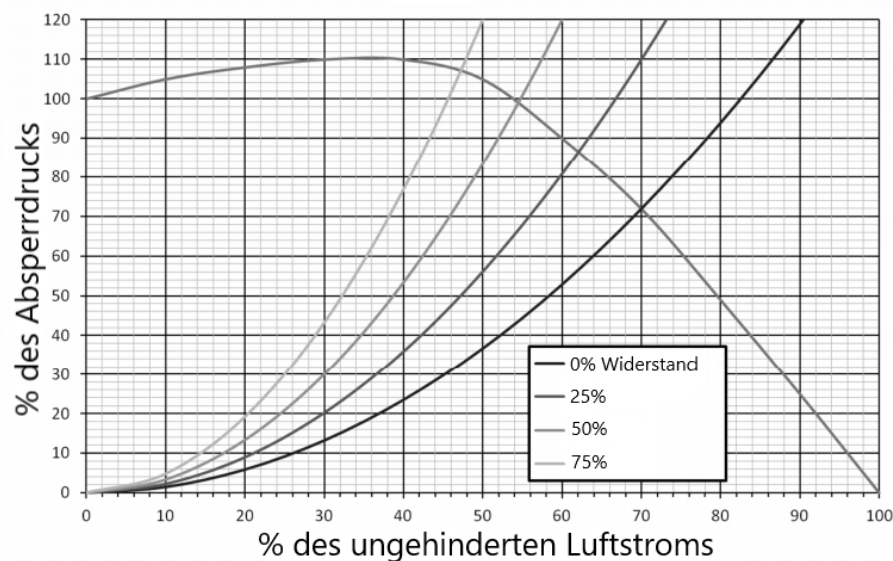
$$\Delta p_t = C \dot{V}^N \quad (2.11)$$

wo C ist anlagenspezifischer Faktor und N ist eine Konstante, die zwischen 1 und 2 variiert, je nachdem, ob die Strömung vollständig laminar (N=1) oder vollständig turbulent (N=2) ist. [17]

Für ein bestimmtes System ändert sich die Anlagenkennlinie nicht, es sei denn, das System wird physisch verändert. Ein System kann sich ändern, wenn Rohrleitungen

hinzugefügt oder entfernt werden, wenn Klappen auf einen anderen Zustand eingestellt werden oder wenn Filter mit Schmutz beladen werden. [5, 17]

In Abbildung 2.13 ist zu sehen, wie die Anlagenkennlinie durch Veränderung der Anlagenbedingungen, hier z. B. durch Veränderung des Winkels der Regelklappen, verändert werden kann.

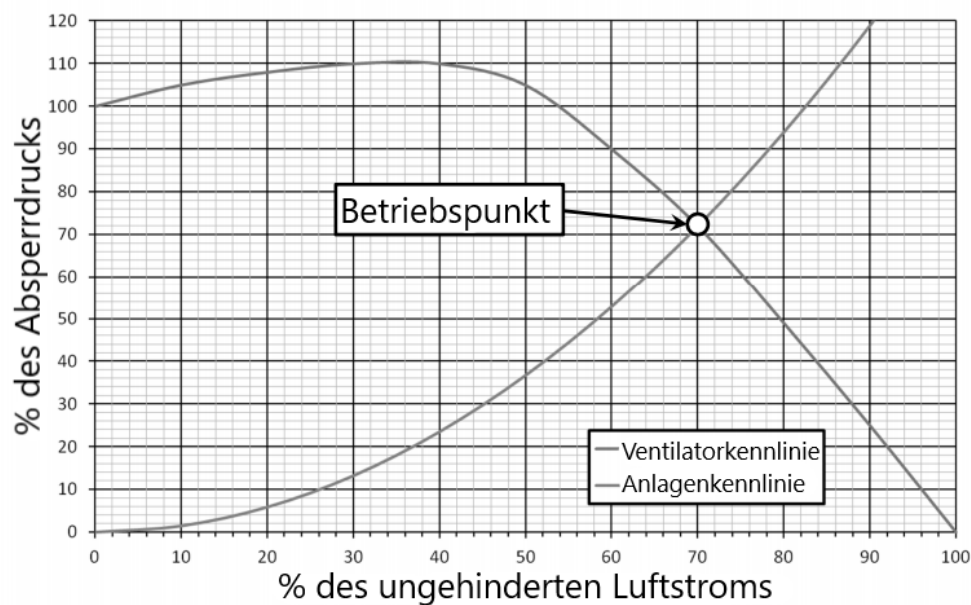


**Abb. 2.13:** Systemkennlinien, basierend auf der Einstellung der Regelklappen [20]

Die Kennlinie des Radialventilators wird unter bestimmten Bedingungen, die in der ISO 5801 festgelegt sind, auf dem Prüfstand ermittelt. Dabei wird der luftseitige Widerstand, z. B. durch eine Drosselklappe, künstlich erhöht und die Parameter Druck-erhöhung, Luftmenge, Wellenleistung, Stromaufnahme werden gemessen. Je größer der Widerstand wird, desto kleiner wird die Luftmenge. An einem bestimmten Punkt wird der beste Ventilatorwirkungsgrad erreicht. [11, 17, 18]

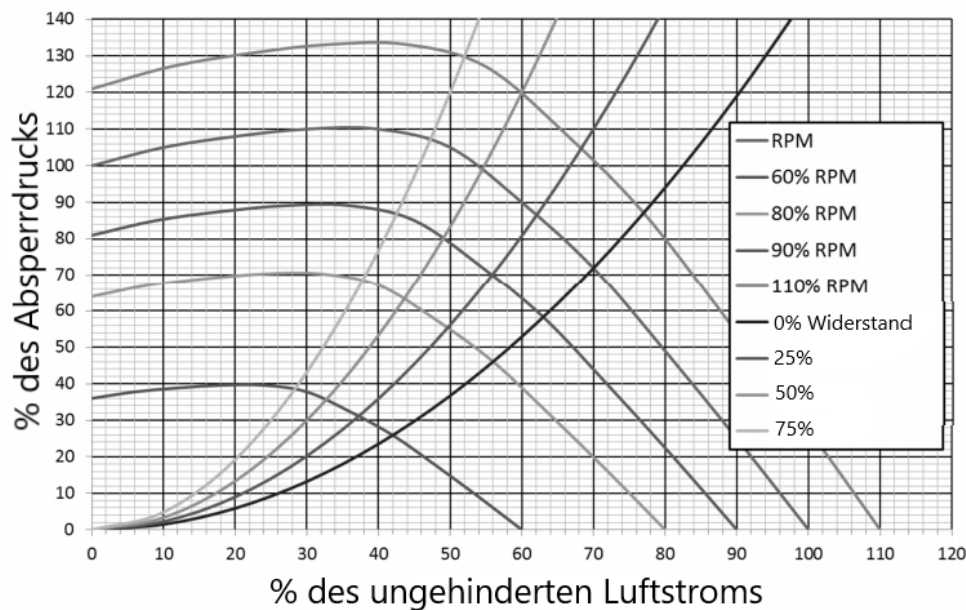
### 2.4.3 Betriebspunkt

Der Betriebspunkt, bei dem der Ventilator in der Anlage tatsächlich arbeitet, ergibt sich als Schnittpunkt zwischen der Anlagenkennlinie und der Ventilator-kennlinie (Abbildung 2.14). Dieser stellt sich während des Ventilatorbetriebes selbständig ein, d. h., das Druckangebot des Ventilators ist immer so groß wie der Druckbedarf bzw. Druckverlust der Anlage. [5, 17]



**Abb. 2.14:** Bestimmung des Arbeitspunktes eines Ventilators [20]

Verändert sich die Ventilator Kennlinie, z. B. durch Drehzahländerung, Laufschaufelverstellung oder durch Drallregelung, dann verschiebt sich der Betriebspunkt entlang der Anlagen Kennlinie. Verändert sich der Widerstand in der Anlage, so verschiebt sich der Betriebspunkt entlang der Ventilator Kennlinie. Durch Veränderung dieser Bedingungen kann der Arbeitspunkt des Ventilators in einem sehr weiten Bereich verschoben werden. Dies ist in der Abbildung 2.15 dargestellt. [5, 17, 20]



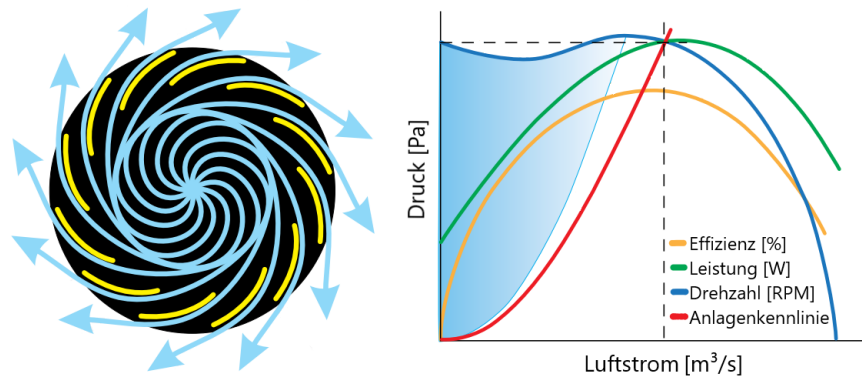
**Abb. 2.15:** Mögliche Betriebspunkte bei Änderung der Systembedingungen [20]

Das grundlegende Prinzip ist, dass ein Ventilator in einem bestimmten System nur ein Volumenstrom bei einem Druck liefern kann. Dieser Betriebspunkt wird durch den Schnittpunkt der statischen Druckkurve des Ventilators und der Anlagenkennlinie bestimmt. Um einen möglichst stabilen Betriebspunkt auch bei geringen Widerstandsschwankungen zu gewährleisten, ist es wünschenswert, dass der Betriebspunkt weiter von der Stallregion entfernt liegt. Eine Stallregion ist ein instabiler Bereich während des Betriebs, der später näher erklärt wird. [5, 17]

Die Betriebscharakteristik eines Ventilators wird durch die Leistungskennlinie dargestellt. Zum Beispiel befindet sich der Ventilator am Abschaltpunkt ( $\dot{V} = 0$ ) im Zustand der maximal potenziellen Energie. Bei freier Lieferung ( $\Delta p_t = 0$ ) befindet sich der Ventilator im Zustand der maximalen kinetischen Energie. Obwohl keine dieser beiden Extrembedingungen in der Praxis wahrscheinlich auftreten werden, können sie nützliche Parameter beim Vergleich von Ventilatoren und deren Leistungen sein. [5, 17]

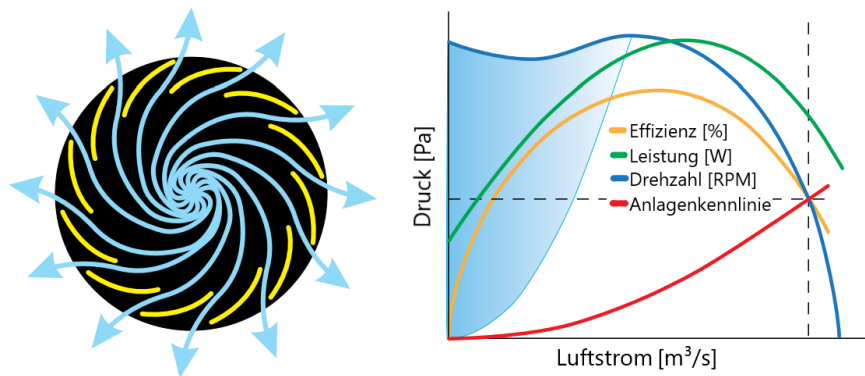
In Abbildung 2.16 ist zu erkennen, dass der Spitzenwirkungsgrad und die Spitzenleistung nahe an dem Spitzenpunkt der Drehzahlkurve liegen. Dies ist der optimale Betriebspunkt des Ventilators, da die durch die Schaufeln strömende Luft glatt

an der Schaufel anliegt und von jeder Schaufel den maximalen Auftrieb erhält. Obwohl dies die effizienteste Auswahl ist, führt eine kleine Druckänderung zu einer großen Änderung der Strömung. Bei der Auswahl eines Spitzenwirkungsgrades ist nur ein geringer oder gar kein Sicherheitsfaktor verfügbar. [17]



**Abb. 2.16:** Betriebspunkt im Bereich der Spitzeneffizienz [10]

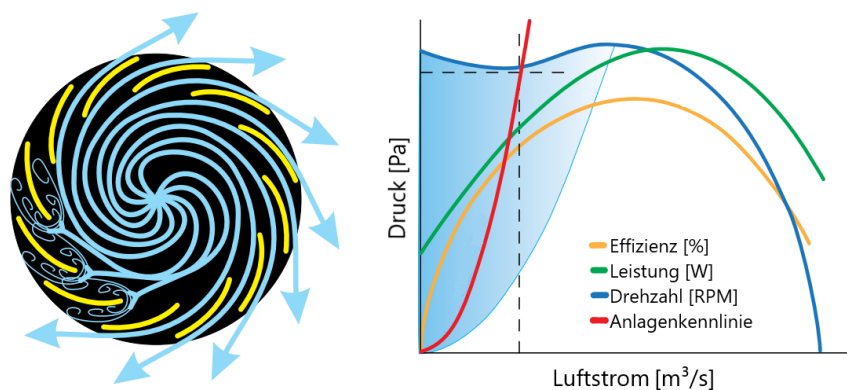
Wenn sich der Betriebspunkt wie in Abbildung 2.17 auf der Ventilator-kennlinie nach rechts bewegt (geringerer Luftdruck, höhere Durchströmung), befinden sich die Schaufeln nicht mehr im optimalen Anstellwinkel zur einströmenden Luft und beginnen, die Luft mit geringerem aerodynamischen Auftrieb zu drücken. Die Luft wird immer noch durch den Ventilator bewegt, jedoch auf eine viel weniger effiziente Weise. [10, 17]



**Abb. 2.17:** Betriebspunkt im Bereich des niedrigen Wirkungsgrades [10]

Ein Ventilator, der, wie in Abbildung 2.18 gezeigt, links von der statischen Spitzenkapazität arbeitet, arbeitet in einem instabilen Bereich. Dies wird als Stall-Zustand bezeichnet. Der Grund dafür ist, dass die Ventilatorschaukel mit einer zu niedrigen Geschwindigkeit im Luftstrom läuft und einige Schaufeln zum Strömungsabriss oder

zur Verwirbelung führt. Es handelt sich hierbei um einen instabilen Betrieb, bei dem verschiedene Schaufeln zu unterschiedlichen Zeiten abreißen, was dazu führt, dass der Luftstrom abwechselnd durch den Schaufeldurchgang stottert und stoppt. Ventilatoren, die im instabilen Bereich laufen, sind nicht nur ineffizient, sondern können auch starke Vibrationen, Druckpulsationen und sogar strukturelle Schäden am Laufrad selbst oder seiner Befestigung verursachen. [3, 10, 17, 19]



**Abb. 2.18:** Betriebspunkt in der instabilen und ineffizienten Stallregion [10]

## 2.5 Ventilatorregelung

Bisher wurde bei den Betrachtungen von einem einzigen Betriebspunkt des Ventilators ausgegangen. Häufig ist es jedoch erforderlich, dass der Ventilator entsprechend den Anforderungen der Anlage in mehreren Betriebspunkten oder in einem Regelbereich arbeiten muss. Beispielsweise treten bei vielen industriellen Ventilationssystemen aufgrund von Änderungen der Umgebungsbedingungen, der Belegung und der Produktionsanforderungen variable Lasten auf.

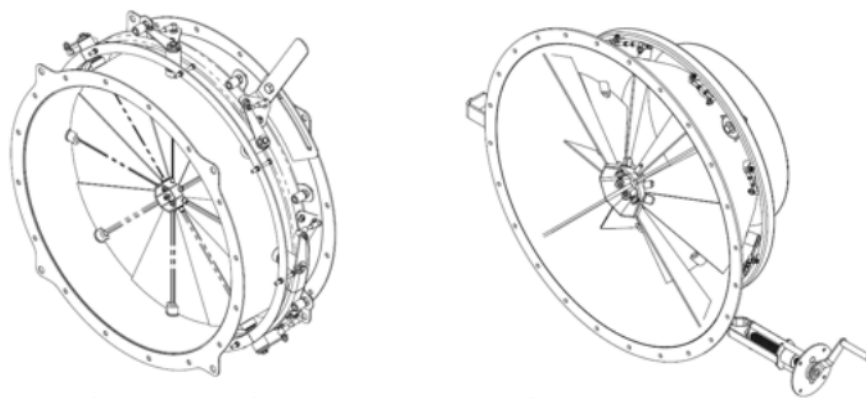
Zur Anpassung an Bedarfsänderungen wird die Strömung durch drei Hauptmethoden gesteuert: Drallregelung, Auslassdämpfer (Drosselklappen) und Regelung der Ventilatordrehzahl. Jedes Verfahren hat eine Reihe von Vor- und Nachteilen in Bezug auf die Anschaffungskosten, die Wirksamkeit der Strömungsregelung und die Energieeffizienz. [3, 21]



### 2.5.1 Drallregelung

Die Form des Drallregler ist abhängig von der Form und der Art des Ventilators. Es gibt zwei Grundkonfigurationen. Die Einlassrohr-Drallregler haben eine runde Form und sind parallel zur Ventilatorachse angeordnet. Die Einlasskasten-Drallregler haben einen rechteckigen Querschnitt und liegen senkrecht zur Ventilatorachse. [22]

Einlassrohr-Drallregler haben die Form von flachen oder aerofoil Radialschaufeln, die sich am Einlass eines Ventilators befinden. Sie können entweder in ein separates Gehäuse oder direkt in dem Eintritt des Ventilators eingebaut werden. In der Abbildung 2.19 sind zwei Grundvarianten dargestellt.



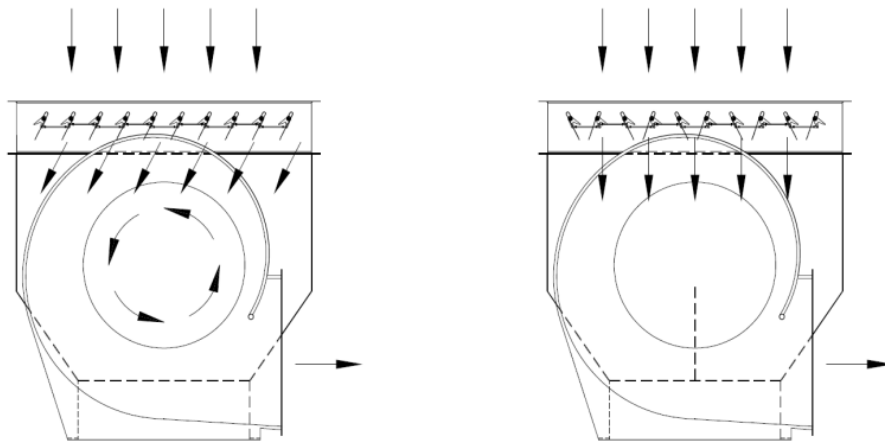
**Abb. 2.19:** Kegel- (links) und Zylinderauslegung (rechts) des Drallreglers [22]

Wenn ein Radialventilator mit einem Einlasskasten für den seitlichen Eintritt ausgestattet ist, ist es möglich, einen Satz Klappenblätter am Eintritt in den Kasten anzubringen (Abb. 2.20). Diese wiederum haben die Form von flachen Schaufeln oder Flügelschaufeln und werden normalerweise in einem separaten Gehäuse eingebaut, das am Eintritt in den Ventilator-Einlasskasten positioniert wird.

Drallregler verändern das Profil eines in einen Ventilator eintretenden Luftstroms – die Schaufeln werden so konfiguriert, dass die Strömung in die gleiche Richtung wie die Laufraddrehung gelenkt wird. Diese vorrotierenden Wirbel verringern den Anstellwinkel zwischen der einströmenden Luft und den Ventilatorschaufeln, was die Belastung des Ventilators verringert und den Ventilatordruck und Luftstrom reduziert. Durch

Änderung der Stärke des Einlasswirbels verändern die Drallregler die Ventilator Kennlinie wesentlich. Da sie sowohl den geförderten Luftstrom als auch die Last des Ventilators reduzieren können, können Drallregler den Wirkungsgrad des Ventilators verbessern. Drallregler sind besonders kosteneffektiv, wenn der Luftstrombedarf zwischen 80 % und 100 % des Vollstroms schwankt. Bei niedrigeren Luftstromgeschwindigkeiten werden die Drallregler jedoch weniger effizient. [3, 21, 22, 23]

Die Skizzen in Abbildung 2.20 zeigen Beispiele für Parallelbetrieb, bei dem die Schaufeln so ausgerichtet sind, dass sie den Drall in Drehrichtung des Laufrads erzeugen, und Schaufeln mit gegenläufigen Schaufeln, die als einfache Dämpfer wirken.

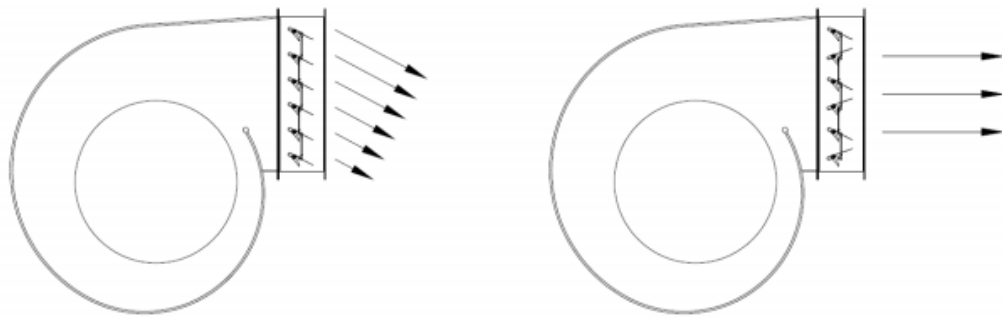


**Abb. 2.20:** Einlasskasten-Drallregler erzeugend Wirbel (links) und wirkend als Dämpfer (rechts) [22]

### 2.5.2 Drosselregelung

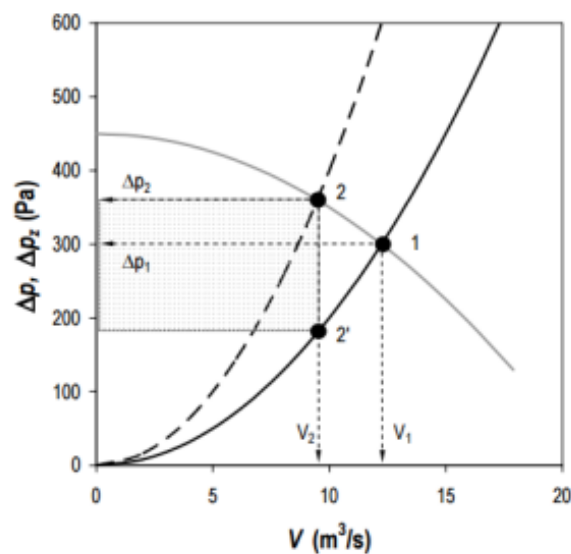
Die Drosselklappen ermöglichen die Strömungssteuerung durch Änderung der Drosselung im Weg eines Luftstroms.

Auslassklappen haben die Form von flachen Schaufeln oder Flügelschaufeln, die sich in einem separaten Abschnitt am Auslass des Ventilators befinden. Wie auf dem Bild 2.21 zu sehen ist, können die Schaufeln parallel oder gegenüberliegend angeordnet werden, je nach der Konfiguration des Ventilatorausblaskanals. Die Lamellenrichtung würde von der Krümmungsrichtung abhängen.



**Abb. 2.21:** Verschiedene Konfigurationen der Auslassdämpferschaufeln [22]

Wenn sich die Drosselklappen schließen, reduzieren sie die Durchflussmenge und erhöhen den Druck auf ihrer stromaufwärtigen Seite. Auf dem Bild 2.22 ist der Punkt 1 der Anfangsbetriebspunkt, der durch den Schnittpunkt von Systemwiderstandskurve und Ventilator Kennlinie definiert ist.



**Abb. 2.22:** Verschiebung des Betriebspunktes durch die Erhöhung des Systemwiderstands [24]

Durch die Erhöhung des Systemwiderstands zwingen die Dämpfer die Ventilatoren dazu, gegen einen höheren Gegendruck zu arbeiten, wodurch ihre Leistung reduziert wird (geringerer Volumenstrom). Wenn ein Ventilator gegen einen höheren Gegendruck arbeitet, verschiebt sich sein Betriebspunkt entlang seiner Leistungskurve nach links (zum Punkt 2). Aus energetischer Sicht sind sowohl Drallregler als auch Drosselklappe sehr ineffizient. Ein weiterer Nachteil ist die erhöhte Lärmemission. [3, 21, 22]

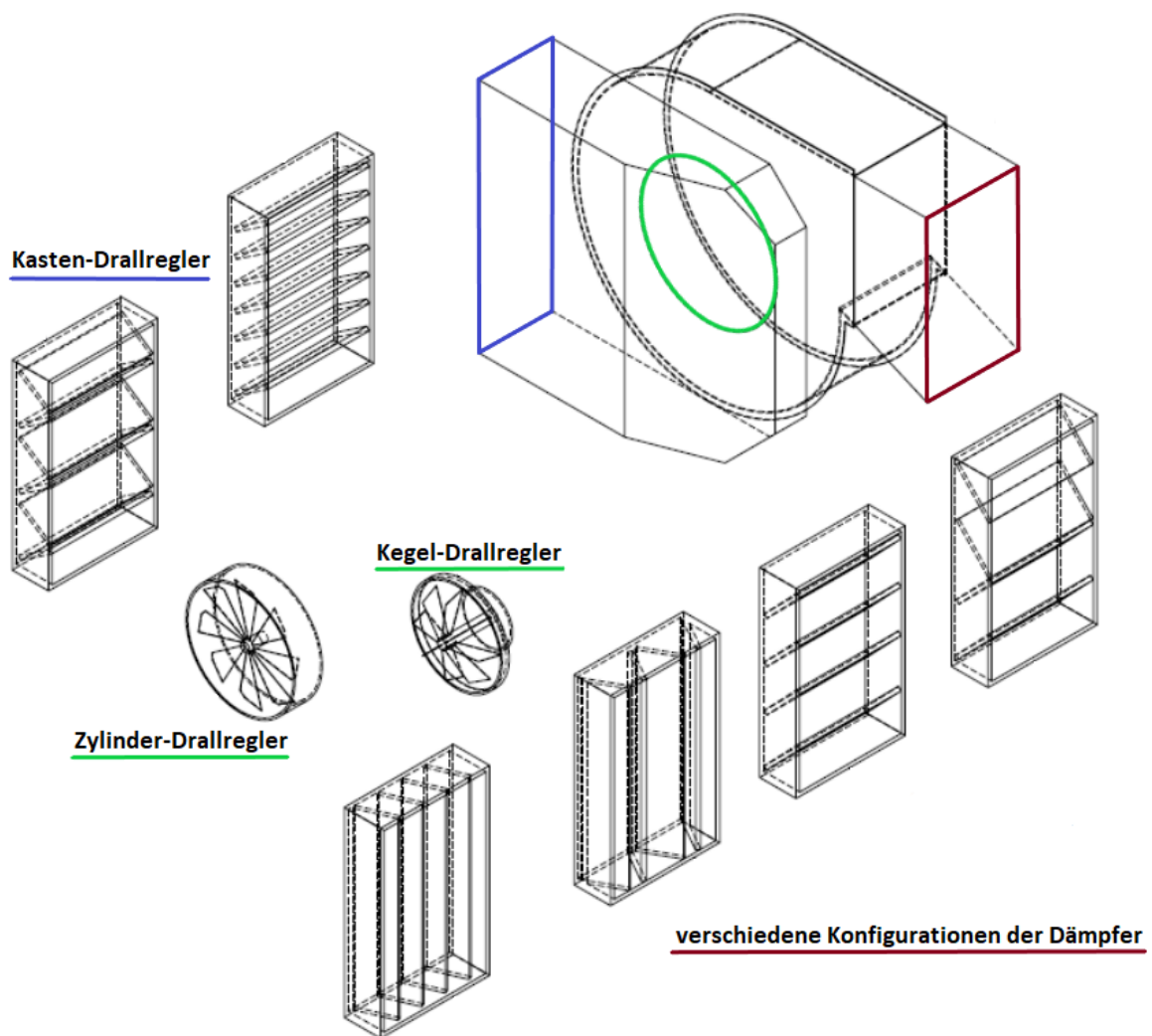
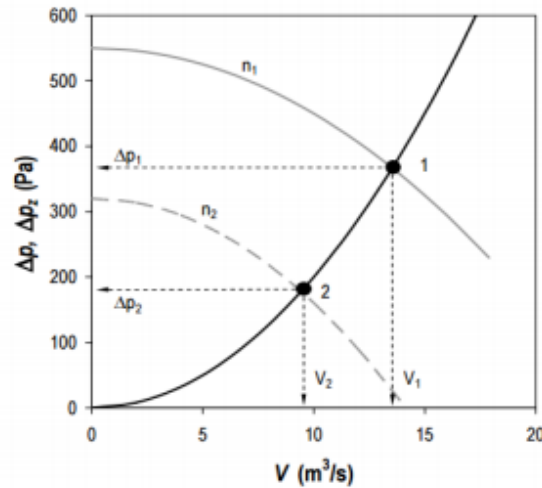


Abb. 2.23: Teile für die mechanische Ventilatorregelung [22]

### 2.5.3 Drehzahlregelung

Die Einstellung der Ventilatordrehzahl ist das effizienteste Mittel zur Steuerung des Ventilatorstroms. Bei dieser Regelung erfolgt ein stufenweiser oder fließender Wechsel der Geschwindigkeit. Eine Drehzahländerung bedeutet eine Änderung der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades, und dies verändert den Luftstrom und den Druck (Abb. 2.24). Die Rohrleitungsparameter sowie die Ventilatorgeometrie und der Wirkungsgrad des Ventilators als solche ändern sich nicht. Verluste treten bei dieser Art der Regelung auf der Antriebsseite auf. Es gibt zwei Hauptgeräte, die zur Steuerung der Ventilatordrehzahl verwendet werden: Motoren mit mehreren Geschwindigkeiten und drehzahlvariable Antriebe. Obwohl beide die Ventilatorleistung direkt steuern, dienen

Motoren mit mehreren Geschwindigkeiten und drehzahlvariable Antriebe in der Regel separaten Anwendungen.



**Abb. 2.24:** Bewegung der Ventilatorlinie durch Reduzierung der Drehzahl [24]

Mehrdrehzahlmotoren enthalten für jede Motordrehzahl einen anderen Satz von Wicklungen. Die Regelung erfolgt durch Änderung der Polzahl des Asynchronmotors. Je nach Anwendung kann das Umschalten von einer diskreten Einstellung auf eine andere ein ausreichendes Maß an Drehzahlregelung bieten. Obwohl sie teurer als Motoren mit einer Drehzahl sind, bieten Motoren mit mehreren Drehzahlen einen großen Bereich der Ventilatorleistung innerhalb einer einzigen Einheit.

Drehzahlvariable Antriebe ermöglichen die Anpassung der Ventilatordrehzahl über einen kontinuierlichen Bereich, wodurch ein größerer plötzlicher Sprung von Drehzahl zu Drehzahl, wie er bei Ventilatoren mit mehreren Geschwindigkeiten erforderlich ist, vermieden wird. Drehzahlvariable Antriebe umfassen mehrere verschiedene Arten von mechanischen und elektrischen Systemen.

Zu den mechanischen drehzahlvariablen Antrieben gehören hydraulische Kupplungen, Flüssigkeitskupplungen und einstellbare Riemen und Riemenscheiben. Zu den elektrischen drehzahlvariablen Antrieben gehören Wirbelstromkupplungen, Motorsteuerungen für gewickelte Rotoren und Antriebe mit variabler Frequenz - die sind bei weitem die beliebteste Art von drehzahlvariablen Antriebe, vor allem wegen ihrer erwiesenen

Wirksamkeit bei der Senkung der Energiekosten. [3, 21, 22, 23]

### **2.5.4 Laufschaufelverstellung**

Die Methode zur Veränderung der Schaufelteilung wird hauptsächlich bei Axialventilatoren verwendet. Bei Ventilatoren mit variabler Schaufelteilung können sich die Ventilatorschaufeln neigen, wodurch sich der Anstellwinkel zwischen dem einströmenden Luftstrom und der Schaufel ändert. Je nach Neigung der Schaufel nimmt der Druck ab oder zu, und folglich ändert sich die Position des Betriebspunktes entsprechend. Eine Reduzierung des Anstellwinkels verringert sowohl den Luftstrom als auch die Belastung des Motors. Folglich können Ventilatoren mit variablem Anstellwinkel den Wirkungsgrad des Ventilators über einen Bereich von Betriebsbedingungen hochhalten. [21, 23, 25]

## **2.6 Werkstoffe**

Die in der Ventilator-Industrie verwendeten Werkstoffe sind stark abhängig vom Einsatzbereich des Ventilators. Die Ventilatoren müssen oft in der aggressiven Umgebung arbeiten, daher sind die üblichen Anforderungen Hochtemperatur- oder Korrosionsbeständigkeit. Andere Parameter, die stark von der Wahl des Materials beeinflusst werden, sind das Endgewicht des Ventilators, die Haltbarkeit der Komponenten und der Preis. [26]

### **2.6.1 Metallische Werkstoffe**

Die metallischen Werkstoffe sind die am häufigsten verwendeten Werkstoffe in der Ventilator-Industrie. Stähle sind weit verbreitete Werkstoffe mit einem guten Eigenschafts-Preis-Verhältnis. Diese Werkstoffe sind im Allgemeinen für einen breiten Temperaturbereich verwendbar. Sie haben eine relativ hohe Dichte, und das bedeutet ein höheres Gewicht der Teile, was manchmal nachteilig sein kann, da die Lebensdauer des Ventilators stark von den auf die Ventilatorstruktur wirkenden dynamischen Belastungen abhängt. [26, 27, 28]

## **Kohlenstoffstähle**

Die Vorteile der Kohlenstoffstähle sind ihr niedriger Preis, ihre Verfügbarkeit und ihre gute Schweißbarkeit. Der Nachteil ist die niedrige Korrosions- und Säurebeständigkeit, daher ist in der Regel eine Korrosionsschutzbehandlung der Oberflächen durch eine Zinkbeschichtung oder einen Korrosionsschutzanstrich erforderlich. Sie werden nur für Ventilatorerteile verwendet, die bis zu 250 °C betrieben werden. [26, 27, 28]

## **Rostfreie Stähle**

Rostfreie Stähle enthalten Elemente, die ihre chemischen und mechanischen Eigenschaften modifizieren – wie zum Beispiel Molybdän, Mangan, Silizium oder Titan – um den Stahl korrosionsbeständiger und für Hochtemperaturanwendungen besser geeignet zu machen. Nichtrostende Stähle in Ventilatoren bieten im Vergleich zu anderen Stahlformen auch viele andere positive Eigenschaften über die Korrosions- und Temperaturbeständigkeit hinaus, darunter eine höhere Duktilität, höhere Festigkeit und Härte, einen geringeren Wartungsbedarf oder eine erhöhte Schweißbarkeit. Beispiele für in der Ventilator-Industrie häufig verwendete rostfreie Stähle sind die Stahlsorte 1.4301 (304) und 1.4401 (316). [26, 27, 28]

## **Aluminium**

Aluminium und Aluminiumlegierung sind in der Ventilator-Industrie weit verbreitet, wo Leichtbau (geringeres Gewicht führt zu geringeren Fliehkräften der beweglichen Teile) kombiniert mit Festigkeit gewünscht wird. Während reines Aluminium relativ schwach ist, kann die Zugabe kleiner Mengen anderer Elemente seine Festigkeit und Härte enorm erhöhen. Die mechanischen Eigenschaften können auch durch Kaltverfestigung verbessert werden. Häufig verwendete Aluminiumsorten sind zum Beispiel EN AW-3003-H14, EN AW-5052-H32 und EN AW-6061-T6. [26, 27, 28]

### **2.6.2 Kunststoffe**

Die am häufigsten verwendeten nichtmetallischen Materialien sind Kunststoffe. Kunststoffe haben eine relativ hohe Festigkeit im Verhältnis zur Dichte und sind kostengünstig in der Herstellung. Kunststoffventilatoren werden durch die maximale Temperatur

der Arbeitsumgebung begrenzt, sind aber andererseits korrosionsbeständig. Dadurch können sie neben den bekannten Anwendungen in Form von Tischventilatoren oder Elektronik-Kühlventilatoren z. B. als Laborabzugsbelüftung oder Chemikalienlagerabzug eingesetzt werden.

Kunststoffe können in zwei allgemeine Gruppen unterteilt werden: Thermoplaste und Duroplaste. Zu den am weitesten verbreiteten Gruppen von Thermoplasten gehören die folgenden: Akrylonitrilbutadienstyren, Polyvinylchlorid, Polyethylen, Polypropylen, Polytetrafluorethylen und Polyamide. Duroplaste sind in ihrer festen Form nicht weit verbreitet, dennoch werden sie als wichtig für Oberflächenbeschichtungen und -veredelungen anerkannt. Beispiele sind: Alkyde, Epoxide, Polyester und Silikone.

Die Verbundwerkstoffe können als eine dritte Gruppe neben den Thermoplasten und Duroplasten betrachtet werden (Kompositmaterialien). Die Verbundwerkstoffe werden für Ventilatorschaufeln verwendet, die durch Stapeln der Lagen aus Glass-, Kohlefaser oder verschiedenen faserverstärkten Materialien hergestellt werden, die manchmal mit Harzmaterialien kombiniert werden, um der Schaufel Festigkeit zu verleihen. Eine breitere Verwendung dieser Blätter ist derzeit im Wesentlichen auf Strahltriebwerke beschränkt, ihre Verwendung in der Lüftungsindustrie ist selten. [26, 27, 29, 30, 31]

## 2.7 Patentrecherche zu Radialventilatoren mit variabler Schaufelgeometrie

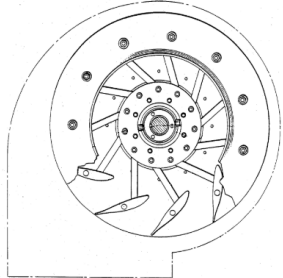
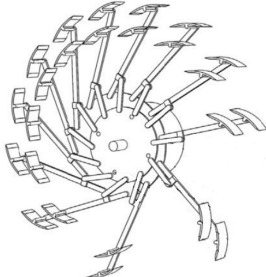

Die Patentrecherche wurde mit den Begriffen „centrifugal fan + ejectable blades“, „centrifugal fan + variable blades“, „centrifugal fan + variable blade geometry“, „impeller + variable blade geometry“ und „centrifugal fan adjustable blades“ durchgeführt. Methoden zur Änderung der Ventilatorcharakteristik durch Drallregler, Drosselklappen und Drehzahlregelung wurden bei der Patentrecherche nicht berücksichtigt, da für die Arbeit nur Konzepte zu dem Verstellen der Schaufelgeometrie relevant sind.

Die Ergebnisse der Patentrecherche in Tabelle 2.1 und 2.2 zeigen deutlich, dass es

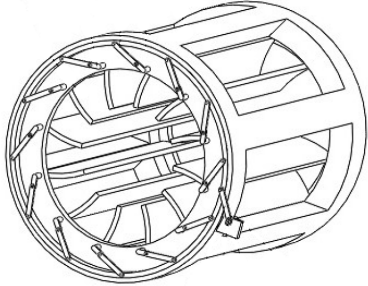
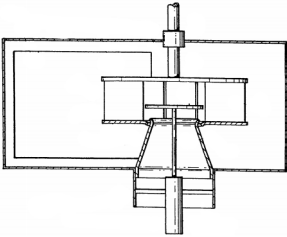
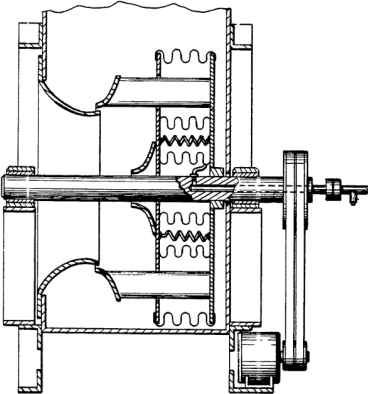
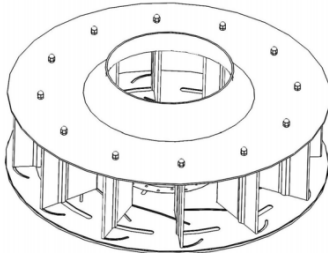
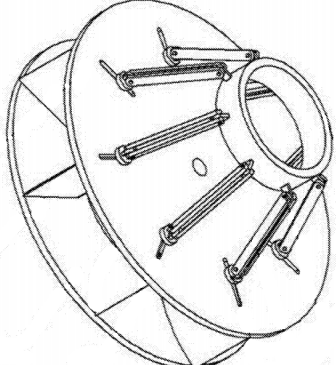


derzeit nur wenige Patente gibt, die sich auf die Änderung der Schaufelgeometrie des Radialventilators beziehen. Die meisten Patente beschreiben Methoden zur Änderung des Schaufelwinkels durch eine Rotation der Schaufel (US4662819, CN110985438A, CN107023511A, CN209908838U). In den Patenten EP0099615A2 und US5207557A wird die effektive Schaufelbreite durch Blockierung des unbenutzten Teils der Schaufeln verändert. Das Patent WO2014150494A2 befasst sich mit Änderung der Form der aus flexiblen Materialien hergestellten Ventilatorschaufeln. Beim Patent CN106949090A handelt es sich um einen Mechanismus zur radialen Bewegung der Ventilatorschaufeln. Die Schaufeln sind durch eine Steuerstange mit einem auf einer Antriebswelle montierten Ring verbunden.

**Tab. 2.1:** Tabelle der Patente - Teil 1

Patent Nr.	Erfinder	Beschreibung	Skizze
US4662819 [32]	Rodney Lakowske, James C. Tischer, David H. Eber	Jochmechanismus zur Modifizierung der Schaufelteilung bei Radialventilatoren	
CN110985438A [33]	Cao Xuepeng, Tian Fuyuan, Qian Yawei et al.	Schaufelverstellung durch Steuerstäbe bei den Radialventilatoren	
WO2014150494A2 [34]	Rachele Cocks, Michael R. Hull et al.	Änderung der Form der flexiblen Ventilatorschaufeln	

**Tab. 2.2:** Tabelle der Patente - Teil 2

Patent Nr.	Erfinder	Beschreibung	Skizze
CN1070 23511A [35]	Lei Junqiang, Mo Xiaojun, Wei Yingting	Mechanismus zum Ändern des Schaufel- winkels	
EP0099615A2 [36]	William Tho- mas Worthing- ton Cory	Radialventilator mit Einstellung der Arbeitsbreite der Schaufeln	
US5207557A [37]	William A. Smiley III, George T. Brockman	Radialventilator mit Vorrichtung, die die unbenutzten Teile der Ventilatorschau- fel blockiert und dadurch die effek- tive Schaufelbreite verändert	
CN2099 08838U [38]	Wang Honglei, Yang Gao Bo	Ein Radialventilator- laufrad mit einstell- barem Schaufelwin- kel	
CN1069 49090A [39]	Dou Huashu, Zhang Shuo, Jiang Chenfeng et al.	Ein Mechanismus zu radialen Bewegung der Ventilatorschau- feln	

## 2.8 Fazit

In der vorliegenden Arbeit soll ein Verstellmechanismus innerhalb des Laufrades für Radialventilatoren entwickelt werden, der es ermöglicht, den Ventilator immer im optimalen Betriebspunkt zu betreiben.

Die Recherche zum Stand der Technik hat gezeigt, dass zur Einstellung der Betriebspameter des Ventilators heute hauptsächlich Drossel- und Drallregelung (beide sehr ineffizient), elektrische Frequenzumrichter zur Drehzahlregelung (effizient, aber höheren Anschaffungskosten und schlechten elektrischen Wirkungsgrades im Teillastbereich) eingesetzt werden.

Der letzte Teil des Kapitels Stand der Technik bietet einen kurzen Überblick über bereits angemeldete Patente zum Verstellung des Laufrades, die für die weiteren Teile dieser Arbeit von Bedeutung sein könnten. Die meisten von ihnen befassen sich mit der Frage der Änderung der Geometrie der Laufradschaufeln durch Änderung des Schaufelwinkels, und der Rest konzentriert sich auf die Änderung der effektiven Breite der Schaufeln oder auf die axiale Verschiebung der Schaufeln.

## 3 Präzisierung der Aufgabenstellung und Methodik

Das Ziel dieser Masterarbeit ist es, einen Mechanismus zu entwerfen, der sich mit der Frage der Veränderung der Geometrie der Radialventilatorschaufeln befasst. Dazu wird die Länge der Schaufeln gesteuert – die Schaufeln werden einziehbar sein – und es wird ein Mechanismus entwickelt, der die Geometrie der Radialventilatorschaufeln verändert. Wie bereits in Kapitel 2.3.4 erwähnt, führt die Änderung des Außendurchmessers des Laufrades gemäß der analytischen Beziehung zu einer Druckänderung des Ventilators. Diese Änderung erfolgt mit der 3. Potenz, was darauf hindeutet, dass eine kleine Änderung des Durchmessers zu einem großen Unterschied im Druckverhältnis des Ventilators führt. Dadurch soll sichergestellt werden, dass sich der Betriebspunkt des Ventilators mit den Änderungen der Umgebungsbedingungen verändern kann, und damit der höchstmögliche Wirkungsgrad des Ventilators erreicht wird.

Das schwierigste Problem besteht darin, genau die gleiche Bewegung des beweglichen Teils der Schaufel über die Ventilatorschaufeln zu gewährleisten. Dies ist wichtig, da alle Unterschiede zu höheren dynamischen Belastungen aufgrund der Unwucht des Laufrads führen können. Dieses Problem wird mit zunehmender Größe des Laufrades noch wichtiger. Ein weiterer Nachteil dieser Konstruktionen ist die erhöhte Anzahl beweglicher Teile, was bringt auch zusätzliches Gewicht, Zentrifugalkräfte und zusätzliche Wartungsanforderungen mit sich.

Daher wird angestrebt, dass die in dieser Masterarbeit zu erarbeitende Lösung für einen Radialventilator möglichst einfach ist, ohne übermäßig komplizierte Mechanismen. Es soll eine ausgewogene Bewegung aller beweglichen Teile sichergestellt werden, um die Unwuchten zu minimieren und mögliche negative Auswirkungen zu verhindern.

Im Rest der Masterarbeit wurde ein solcher Mechanismus auf der Grundlage der Er-

kenntnisse aus dem vorangegangenen Kapitel entwickelt. Dabei wurden die folgenden Schritte durchgeführt:

- Erstellung verschiedener Varianten
- Bewertung der Varianten mit Hilfe einer Bewertungsmatrix (Masse, Bauraum, Anzahl Teile usw.)
- Auswahl einer Vorzugsvariante
- Erstellung des CAD-Modells der Vorzugsvariante
- Simulation zum Vergleich der Auswirkungen der Geometrie auf die Ventilator-Effizienz

## 4 Konzeptentwicklung

Bei der Entwicklung eines neuen Mechanismus, einer neuen Vorrichtung oder eines neuen Produkts steht der Konstrukteur oft vor der Frage, welches Design oder welche Lösung er wählen soll und ob er sich für das richtige entschieden hat. In dieser Situation wird oft die Multikriterien-Bewertungsmethode herangezogen.

Die Multi-Kriterien-Bewertung ist ein grundlegender Schritt des rationalen Entscheidungsprozesses. Der Zweck der Bewertung besteht darin, zuverlässige Informationen über Stärken, Schwächen und den Gesamtnutzen jeder Option zu gewinnen.

In dieser Arbeit wird zunächst eine Nutzwertanalyse durchgeführt, auch bekannt als Punktwertverfahren, Punktbewertungsverfahren oder Scoring-Modell. Innerhalb dieses Modells wird das Wichtigkeitsgewicht für jedes Kriterium mit der Bewertung jeder Designoption multipliziert, und die sich jeweils ergebenden Produkte werden dann summiert, um einen zusammengesetzten Gesamtindex oder eine Gesamtpunktzahl für jede Option zu erhalten. [40]

Im Rahmen des Punktbewertungsverfahrens wird zunächst eine repräsentative Auswahl von Parametern (Kriterien) ausgewählt. Diese Anzahl sollte nicht zu hoch sein, nur wesentliche und zuverlässig überprüfbare Parameter sollten ausgewählt werden. Es wird eine Bewertungsskala erstellt, um entweder qualitative oder quantitative Parameterwerte zu bewerten. Dann wird die Bedeutung jedes Parameters bestimmt, und schließlich wird die Auswertung durchgeführt. [40] Der endgültige Gesamtwert oder die Gesamtpunktzahl der Variante wird dann durch die Formel 4.1 ausgedrückt:

$$T_j = \sum_{n=1}^4 \tau_{jn} * g_n \quad (4.1)$$

wo  $T_j$  ist die Gesamtpunktzahl der j-ten Variante,  $g_n$  ist die Gewichtung des n-ten Kriteriums und  $\tau_{jn}$  ist die Bewertung des n-ten Kriteriums bei der j-ten Variante. Der Wert des  $\tau_{jn}$  wird danach bestimmt, wie gut die Variante das Kriterium erfüllt. Je

besser eine Variante bei einem bestimmten Kriterium performt, desto besser wird sie bewertet und mehr Punkte sie bekommt (Tabelle 4.1).

**Tab. 4.1:** Einteilung der Bewertungsstufen für  $\tau_{jn}$

Wert	Textbeschreibung
5	ausgezeichnet
4	sehr gut
3	gut
2	befriedigend
1	sehr schwach
0	unbefriedigend

Der Koeffizient der Wichtigkeit des Kriteriums  $g_n$  muss größer als 0 sein, und die Summe aller Gewichte muss 1 entsprechen. Obwohl die Bewertung der Faktoren subjektiv ist, basiert sie auf objektiv überprüfbaren Parametern und Merkmalen. [40]

## 4.1 Kriterien

Es gibt mehrere Alternativen, die evaluiert werden sollen. Jede dieser Alternativen hat ihre eigenen Stärken und Schwächen. Um eine objektive Bewertung zu ermöglichen, wird ein Satz von Kriterien erstellt, auf dessen Grundlage die Bewertung stattfinden wird.

### 4.1.1 Gewicht des Mechanismus

Das Gewicht des Mechanismus ist aus zwei Gründen ein wichtiges Attribut. Erstens nehmen mit zunehmendem Gewicht auch die Fliehkräfte linear zu. Zweitens erhöht das Gewicht des Mechanismus das Biegemoment, was höhere Anforderungen an die Festigkeit der Welle mit sich bringt und den möglichen Abstand zu den ersten Lagern hinter dem Gehäuse verringert. Bei der Beschreibung der Gewichtseigenschaften der Konstruktionsvarianten wird immer nur vom Gewicht des Mechanismus gesprochen. Das Gewicht von Laufrad, Welle und Schaufeln wird nicht berücksichtigt. Die betrachtete Materialdichte ist die des Stahls,  $7850 \text{ kg/m}^3$ . Die Gewichte werden auf Grundlage des im Autodesk Inventor erstellten 3D-Modells berechnet. Da es sehr schwierig ist, das Gewicht des endgültigen Mechanismus ohne Kenntnis der Werte der angewandten Spannung abzuschätzen, wird dieser Wert eher informativ sein und hauptsächlich als Krite-

rium zum Vergleich der einzelnen Mechanismen dienen. Das Gewicht des endgültigen Modells kann später (zur Verbesserung der Festigkeit) steigen oder sinken (Konstruktionsoptimierung). Die Gewichtung dieses Kriteriums wird **0,25** betragen, mit der in der Tabelle 4.2 dargestellten Punktverteilung.

**Tab. 4.2:** Punktverteilung beim Kriterium Gewicht des Mechanismus

Bewertung $\tau_{jn}$	zusätzliches Gewicht
5	(0 - 5) kg
4	(5 - 7) kg
3	(7 - 9) kg
2	(9 - 11) kg
1	(11 - 15) kg
0	15+ kg

#### 4.1.2 Bauraumbedarf

Dieses Kriterium berücksichtigt den Abstand zwischen dem Laufrad und dem Gehäuse bzw. den ersten Lagern. Im Allgemeinen wird versucht, diesen Abstand so weit wie möglich zu verkürzen, um die Belastung der Welle zu reduzieren.

Der größere Abstand zwischen Laufrad und Gehäuse wirkt sich auch auf den Wirkungsgrad aus. Auf der Grundlage von Experimenten mit Radialventilatoren, die verschiedene Breitenverhältnisse aufweisen, haben die Studien gezeigt, dass eine um 30 % größere Gehäusebreite den Wirkungsgrad des gesamten Systems um 1,5 % und eine um 60 % größere Breite den Wirkungsgrad um mehr als 6 % verringert. Daher wird empfohlen, das Laufrad so nahe wie möglich an der Rückwand des Gehäuses zu platzieren, um die Wirkungsgradverluste zu reduzieren. [41, 42, 43, 44]

Die Gehäusebreite ohne irgendeinen Mechanismus für das aktuelle Design würde ca. 280 mm betragen (doppelte Breite des Laufrads). Ein idealer Mechanismus würde die Gehäusebreite überhaupt nicht erhöhen, und würde mit fünf Punkten bewertet. Ein Mechanismus, der die Gehäusebreite um nicht mehr als 25 % (70 mm) vergrößert, wird mit vier Punkten bewertet. Weitere Kategorien sind 50 % (140 mm), 75 % (210 mm) und 100 % (280 mm). Jeder Mechanismus, der mehr Platz als die Grundbreite des Gehäuses benötigt, wird mit null Punkten belohnt (Tab. 4.3), da ein solcher Platzbedarf nicht gerechtfertigt ist. Das Kriterium wird mit **0,3** gewichtet.



**Tab. 4.3:** Punktverteilung beim Kriterium Bauraumbedarf

Bewertung $\tau_{jn}$	Bauraumbedarf
5	kein zusätzlicher Bauraumbedarf
4	(1 - 70) mm
3	(70 - 140) mm
2	(140 - 210) mm
1	(210 - 280) mm
0	280+ mm

### 4.1.3 Komplexität

Es ist wünschenswert, den Mechanismus so einfach wie möglich zu konzipieren. Eine geringere Anzahl von Teilen und Verbindungen bedeutet eine leichtere Übertragung der Kräfte, weniger mögliche kritische Bereiche und schließlich eine leichtere Herstellbarkeit und Wartung. In diesem Kriterium wird die Leichtigkeit der Kraftübertragung bewertet. Weniger bewegliche Teile bedeuten mehr Punkte. Das Gewicht dieses Kriteriums beträgt **0,1**. Die Punkte sind gemäß der Tabelle 4.4 verteilt.

**Tab. 4.4:** Punktverteilung beim Kriterium Komplexität

Bewertung $\tau_{jn}$	Anzahl der beweglichen Teile
5	0 - 1
4	2
3	3
2	4
1	5
0	6+

### 4.1.4 Schaufelbefestigung und dominanter Spannungstyp

Angesichts der Tatsache, dass es sich bei den derzeitigen Modellen nur um nicht optimierte Konstruktionen handelt, ist es nutzlos, die tatsächlichen Werte von Spannung und Festigkeit der einzelnen Komponenten zu berechnen. Momentan kann jedoch zumindest der Charakter der Belastung bestimmt werden.

Im Maschinenbau werden fünf Grundtypen von Belastungen anerkannt: Zug, Druck, Scherung, Biegung und Torsion. Bei diesem Mechanismus wird es hauptsächlich zwei

dieser Belastungsarten geben – Zug und Biegung. Für den Idealfall ist es wünschenswert, dass der Steuerstab nur mit Zug belastet wird, da Stahl gute Eigenschaften hinsichtlich einachsiger Belastung hat. Eine gute Fixierung der Schaufeln von allen Seiten reduziert die Verformung der Schaufeln im Betrieb erheblich. Die Punkte werden aufgrund der Erfüllung beider Teile dieses Kriteriums vergeben (Tab. 4.5). Dieses Kriterium wird mit **0,35** gewichtet.

**Tab. 4.5:** Punktverteilung für Schaufelbefestigung und dominanter Spannungstyp

Bewertung $\tau_{jn}$	Schaufelbefestigung	Koppelstangen-Lasttyp
5	vollständige Schaufelfixierung	Zug
4	vollständige Schaufelfixierung	Biegung
3	partielle Schaufelfixierung	Zug
2	partielle Schaufelfixierung	Biegung
1	schlechte Schaufelfixierung	Zug
0	schlechte Schaufelfixierung	Biegung

## 4.2 Designentwürfe der Varianten

Die folgenden Konstruktionsentwürfe sind nur grobe Konzepte möglicher Wege, wie die Laufrad-Schaufellänge bzw. der eingeschlossene Winkel gesteuert werden kann. Sie sind in ihrem jetzigen Zustand keineswegs optimiert oder einsatzfähig, und sie dienen lediglich der Demonstration.

Alle folgenden Entwürfe sind mit den folgenden Randbedingungen entworfen:

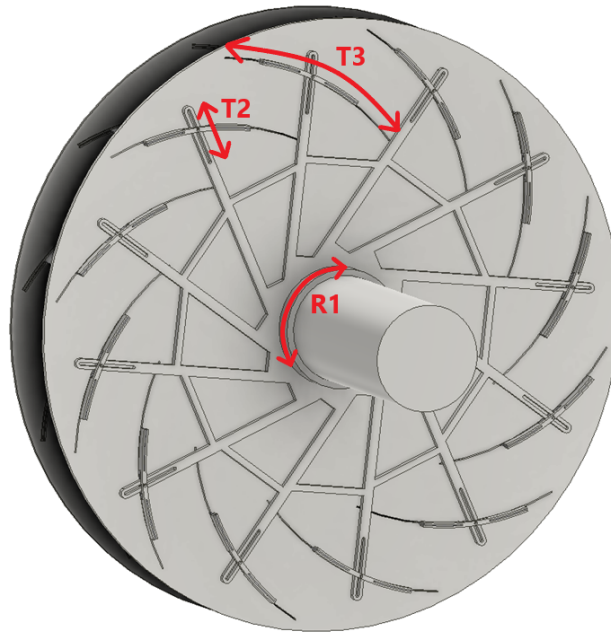
- Material: **nicht spezifizierter Stahl, Dichte 7850 kg/m<sup>3</sup>**
- Wellendurchmesser: **160 mm**
- Anzahl der Schaufeln: **12**
- Dicke der Schaufel: **2 mm**
- Radius der Schaufel: **359 mm**
- Schaufellänge: **255 mm (27°)**
- Bewegungsbereich der Schaufel: **25°**
- Laufraddurchmesser: **920 mm**
- Laufradbreite: **140 mm**

#### 4.2.1 Variante 1

Das Modell dieser Variante ist auf der Abbildung 4.1 zu sehen. Die Steuerbewegung beginnt mit der Drehung der Steuerplatte um die Welle (R1). Die Steuerplatte steht in direktem Kontakt mit dem am Schaufelhalter befestigten Pin, so dass zwischen diesen beiden Teilen eine Translationsbewegung stattfindet (T2). Schließlich bewegt sich der bewegliche Teil der Schaufel mit dem Halter um eine Distanz, die der anfänglichen Drehbewegung entspricht. Diese Bewegung kann als Translationsbewegung betrachtet werden (T3).

Das Gesamtgewicht dieses Mechanismus beträgt circa 9,7 kg (2 Punkte). Der Raumbedarf ist gering, ungefähr 60 mm (4 Punkte). Die Kraftübertragung erfolgt in drei Hauptbewegungen, und der Mechanismus besteht aus drei Hauptteilen - Steuerplatte, Schaufelhalter und Führungsschienen (4 Punkte). Diese Variante hat eine relativ starre Struktur. Problematisch könnte die Wirkung der von den Schaufeln ausgehenden Fliehkräfte sein, da diese Kräfte aufgrund des fast rechten Winkels an der Kontaktstelle zwischen dem Schaufelhalter und der Führungsstange, die Teil der Steuerplatte ist, Biegecharakter haben würden. Problematisch könnte die Veränderung der Schaufelposition sein, da sich im Laufe der Zeit an der Kontaktstelle bedingt durch die ständig auf dieselbe Schwachstelle wirkenden Kräfte einige Verformungen ergeben könnten (Gefahr von Knicken und Ausbeulen). Die Schaufel ist fest fixiert, und die

dominierende Belastung auf die Koppelstangen bzw. die Steuerplatte ist Biegung (2 Punkte).



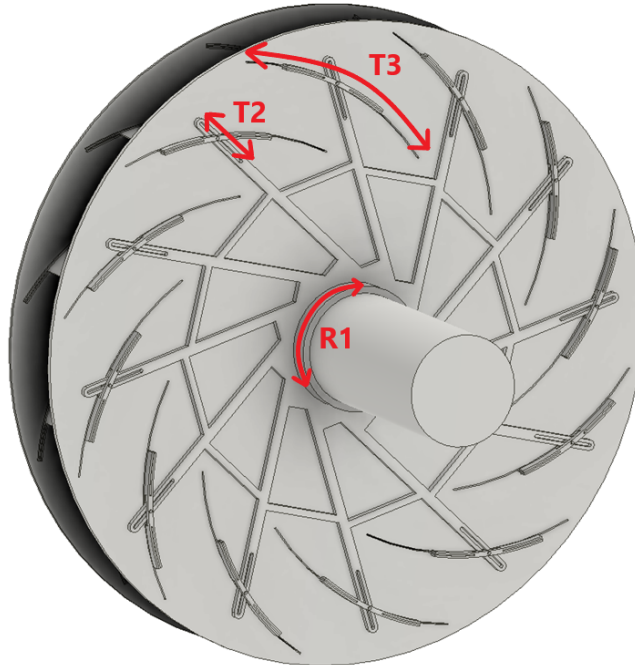
**Abb. 4.1:** Variante 1

### 4.2.2 Variante 2

Diese Variante (Abb. 4.2) ist fast die gleiche wie Variante 1. Die Steuerbewegung erfolgt ebenfalls durch eine rotatorische und eine translatorische Bewegung (R1 und T2), gefolgt von Schaufelhalter und Schaufelbewegung (T3). Der Unterschied besteht im Kontaktwinkel zwischen der Steuerplatte und dem Pin, wodurch sich der Charakter der Belastung leicht verändert.

Das Gesamtgewicht dieses Mechanismus beträgt circa 9,7 kg (2 Punkte). Der Bauraumbedarf ist ungefähr 60 mm (4 Punkte). Die Kraftübertragung erfolgt in drei Hauptbewegungen, und der Mechanismus besteht aus drei Hauptteilen - Steuerplatte, Schaufelhalter und Führungsschienen (4 Punkte). Wie im vorigen Fall hat auch diese Variante eine starre Struktur. Bei dieser Variante ist der Biegecharakter der Kräfte aufgrund des kleineren Winkels geringer. In der Endstellung (vollständig herausgezogene Schaufel) ist die Biegewirkung der Fliehkräfte sehr gering. Der Nachteil könnte eine schwierigere Änderung der Schaufelstellung und die Möglichkeit des Ermüdungsverschleißes aufgrund der Kräfte sein, die ständig den gleichen Punkt belasten. Auch hier ist die

Schaufel gut befestigt. Während die Steuerplatte noch teilweise durch die Biegekräfte beansprucht wird, dominieren in der kritischsten Position (Schaufeln ganz Außen) die Zugkräfte (3 Punkte).



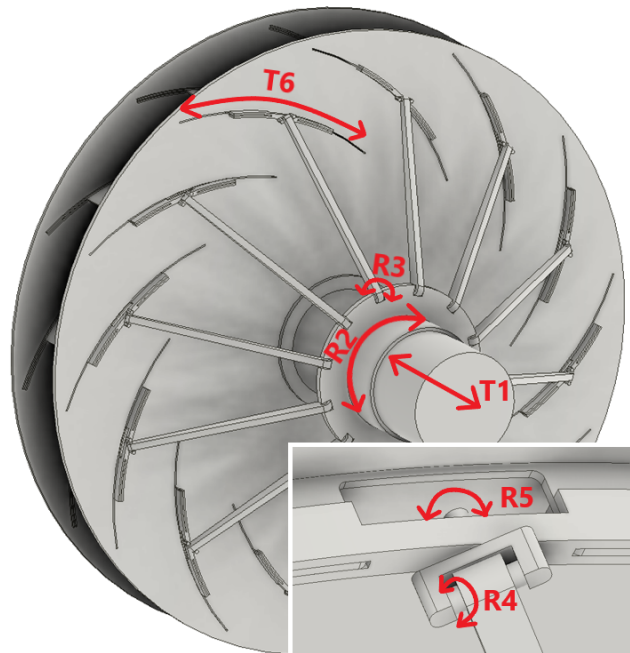
**Abb. 4.2:** Variante 2

### 4.2.3 Variante 3

Das illustrative Modell dieser Variante ist im Bild 4.3 zu sehen. Aufgrund der Beschaffenheit dieses Mechanismus muss der Steuerring zwei Bewegungen ausführen: die Translation entlang der Welle (T1) und die Rotation um die Welle (R2). Die Steuerbewegung setzt sich dann durch eine weitere Drehbewegung von der Platte zu der Koppelstange fort (R3). Wie auf dem zweiten Bild im Detail zu sehen ist, laufen zwischen der Stange und dem Schaufelhalter zwei weitere Drehbewegungen im Mittelteil ab (R4 und R5). Erst dann findet schließlich die Schaufelbewegung statt (T6).

Das Gesamtgewicht dieses Mechanismus beträgt circa 7,9 kg (3 Punkte). Der Raumbedarf ist aufgrund der Art der Steuerbewegung, die eine axiale Bewegung des Steuerrings entlang der Welle erfordert, sehr hoch (1 Punkt). Die Kraftübertragung erfolgt in sechs Bewegungen, und der Mechanismus besteht aus sechs Hauptteilen – Steuerring, Steuerstäbe, Mittelteil, Blatthalter und Führungsschienen (2 Punkte). In

der Endstellung (vollständig ausgefahrene Schaufeln) ist der dominierende Charakter der Kräfte Zug. Biegung und Torsion sind gering. Bei voll eingesteckten Schaufeln kann der Biegungs- und Torsionsanteil der Kräfte zunehmen. Aufgrund der axialen Beweglichkeit des gesamten Mechanismus sind die Schaufeln nur teilweise fixiert, weitere Anpassungen wären erforderlich (3 Punkte).



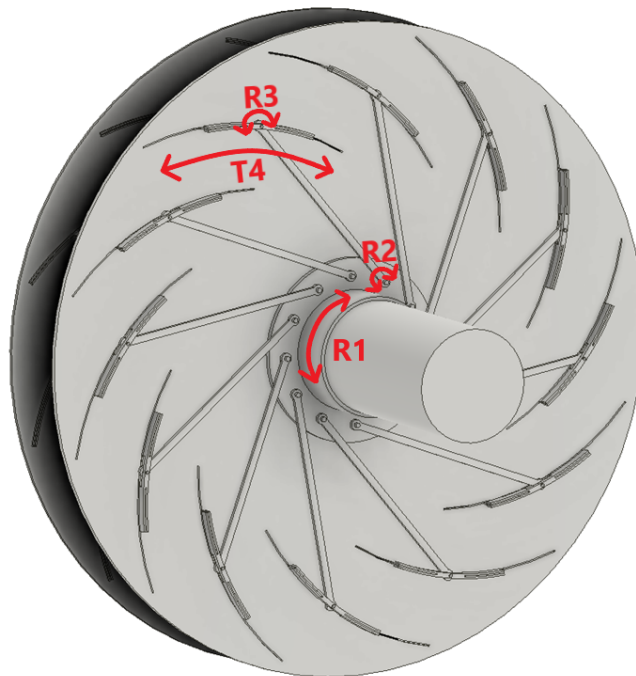
**Abb. 4.3:** Variante 3

#### 4.2.4 Variante 4

Diese Variante ist auf der Abbildung 4.4 dargestellt. Bei dieser Auslegung führt der Steuerring nur eine Drehbewegung um die Welle (R1) aus. Auf dem Ring befinden sich Pins, die sich die Drehachse mit dem ersten Loch auf der Koppelstange (R2) teilen, und das Loch auf der zweiten Seite der Koppelstange teilt sich die Achse mit den am Schaufelhalter befestigten Pins (R3). Der Schaufelhalter bewegt dann die Schaufel (T4).

Das Gesamtgewicht dieses Mechanismus beträgt circa 7,7 kg (4 Punkte). Der Bauraumbedarf ist ungefähr 60 mm (3 Punkte). Die Kraftübertragung erfolgt in vier Hauptbewegungen, und der Mechanismus besteht aus vier Hauptteilen – Steuerring, Koppelstange, Schaufelhalter und Führungsschienen (2 Punkte). Die Schaufeln sind gut fixiert und die Koppelstangen werden hauptsächlich auf Zug beansprucht, was vorteilhaft für

die Bauteilauslegung ist. Alle Kräfte werden von den Pins gehalten. Dies reduziert die Gefahr von Knicken und Ausbeulen, die in der ersten und zweiten Variante erscheinen können (5 Punkte).



**Abb. 4.4:** Variante 4

#### 4.2.5 Variante 5

Diese Konstruktion zeigt (Abb. 4.5), dass die Änderung des Schaufelwinkels auch eine Möglichkeit ist, die Schaufelgeometrie zu verändern. Wie in der vorhergehenden Variante 4 führt der Steuerring eine Drehbewegung um die Welle aus (R1), es folgen zwei Drehbewegungen mit der Koppelstange (R2 und R3), und dies führt zu einer Änderung des Schaufelwinkels (R4). Bei dieser Variante fehlt der Schaufelhalter. Die Koppelstange hat direkten Kontakt mit der Schaufel bzw. dem kleinen Stab, der aus der Schaufel herausragt.

Das Gesamtgewicht dieses Mechanismus beträgt circa 5,2 kg. Dieses Modell hat im Vergleich zu den anderen Modellen ein geringeres Gewicht, was hauptsächlich auf die fehlenden Schaufelhalter und Führungsschienen zurückzuführen ist (4 Punkte). Der Bauraumbedarf ist ca. 60 mm (4 Punkte). Die Kraftübertragung erfolgt in drei Haupt-

bewegungen, und der Mechanismus besteht aus zwei Hauptteilen – Steuerring und Koppelstange (4 Punkte). Diese Variante hat eine sehr ungünstige Lastverteilung. Alle Fliehkräfte werden nur an drei Punkten gehalten: durch zwei Pins an der Unterseite der Schaufel und durch die Koppelstange an der Oberseite der Schaufel. Die zweite Außenseite der Schaufel ist unbefestigt, da die Führungsschienen bei der Steuerung des Schaufelwinkels nicht verwendet werden können. Aus diesem Grund wirken die Biege- und Torsionskräfte sehr stark auf die Schaufel und die Koppelstange ein. Die Koppelstange wird auch durch Zug beansprucht (1 Punkt).

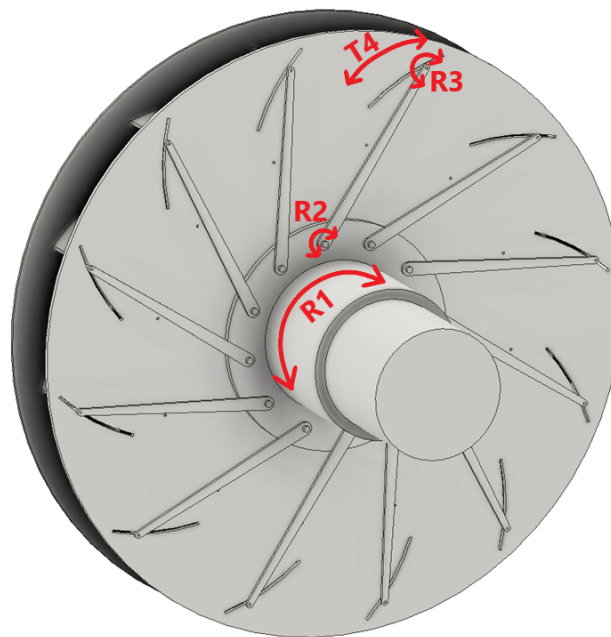


Abb. 4.5: Variante 5

### 4.3 Auswahl der Vorzugsvariante

Basierend auf den Ergebnissen der Bewertungsmatrix (siehe Tabelle 4.6) ist Version 4 das vielversprechendste Design, und wird daher weiter optimiert. Dieses Design hat ein sehr vorteilhaftes Kraftübertragungs-Konzept: Die Koppelstange wird grundsätzlich nur durch Zugspannungen belastet, und im Gegensatz zu den Varianten 1 und 2 können die Biegekräfte vernachlässigt werden. Dadurch lässt sich aufgrund der geringeren Festigkeitsanforderungen viel Gewicht einsparen.



**Tab. 4.6:** Bewertungsmatrix für alle bewerteten Varianten

Variante 1				
<b>n</b>	<b>Kriterium</b>	<b><math>\tau_{1n}</math></b>	<b><math>g_n</math></b>	<b><math>T_{1n}</math></b>
1	Gewicht des Mechanismus	2	0,25	0,5
2	Bauraumbedarf	4	0,3	1,2
3	Komplexität	3	0,1	0,3
4	Schaufelbefestigung und dominanter Spannungstyp	2	0,35	0,7
			<b><math>T_1 =</math></b>	<b>2,7</b>
Variante 2				
<b>n</b>	<b>Kriterium</b>	<b><math>\tau_{2n}</math></b>	<b><math>g_n</math></b>	<b><math>T_{2n}</math></b>
1	Gewicht des Mechanismus	2	0,25	0,5
2	Bauraumbedarf	4	0,3	1,2
3	Komplexität	3	0,1	0,3
4	Schaufelbefestigung und dominanter Spannungstyp	3	0,35	1,05
			<b><math>T_2 =</math></b>	<b>3,05</b>
Variante 3				
<b>n</b>	<b>Kriterium</b>	<b><math>\tau_{3n}</math></b>	<b><math>g_n</math></b>	<b><math>T_{3n}</math></b>
1	Gewicht des Mechanismus	3	0,25	0,75
2	Bauraumbedarf	1	0,3	0,3
3	Komplexität	2	0,1	0,2
4	Schaufelbefestigung und dominanter Spannungstyp	3	0,35	1,05
			<b><math>T_3 =</math></b>	<b>2,3</b>
Variante 4				
<b>n</b>	<b>Kriterium</b>	<b><math>\tau_{4n}</math></b>	<b><math>g_n</math></b>	<b><math>T_{4n}</math></b>
1	Gewicht des Mechanismus	3	0,25	0,75
2	Bauraumbedarf	4	0,3	1,2
3	Komplexität	2	0,1	0,2
4	Schaufelbefestigung und dominanter Spannungstyp	5	0,35	1,75
			<b><math>T_4 =</math></b>	<b>3,9</b>
Variante 5				
<b>n</b>	<b>Kriterium</b>	<b><math>\tau_{5n}</math></b>	<b><math>g_n</math></b>	<b><math>T_{5n}</math></b>
1	Gewicht des Mechanismus	4	0,25	1
2	Bauraumbedarf	4	0,3	1,2
3	Komplexität	4	0,1	0,4
4	Schaufelbefestigung und dominanter Spannungstyp	1	0,35	0,35
			<b><math>T_5 =</math></b>	<b>2,95</b>

Der folgende Schritt bei der Optimierung dieser Variante ist die detaillierte Auslegung dieser Variante unter Berücksichtigung der wirkenden Kräfte und resultierenden Spannungen.

## 5 Konstruktion des Ventilators

Im Ventilatorenbau genügt die rein theoretische Berechnung der Laufradgeometrie nicht. Ausgesprochen wichtig sind die Experimente zur Messung der realen Arbeitswerte des Ventilators, besonders wenn es gewünscht ist, einen Ventilator mit einer bestimmten Kennlinie zu erstellen, und nicht nur mit einem Arbeitspunkt.

Aufgrund der Komplexität und der finanziellen Anforderungen dieses Prozesses, wählen Kunden die Ventilatoren in der Regel auf einer „Best-Fit“-Basis aus, anstatt einen Ventilator speziell für eine bestimmte Anwendung entwickeln zu lassen. Ein Ventilator wird aus einer breiten Palette von Modellen auf der Grundlage seiner Fähigkeit ausgewählt, die erwarteten Anforderungen eines Systems zu erfüllen. Ventilatoren haben zwei voneinander abhängige Grundeigenschaften: Luftstrom und Druck. Die Variabilität dieser Leistungen und andere Faktoren wie Wirkungsgrad, Betriebsdauer, Abmessungen und Wartungsbedarf sind die wichtigsten Auswahlkriterien für einen Kunden.

Bei der Auslegung des Ventilators müssen jedoch alle Betriebsbedingungen (Art des Arbeitsmediums, Drücke, Temperaturen, Drehzahlen, Einsatzort usw.) berücksichtigt und darauf aufbauend eine geeignete Konstruktion, ein geeigneter Antrieb, Werkstoffe, Abmessungen usw. gewählt werden.

Da das Ziel dieser Arbeit lediglich der Entwurf des Regelmechanismus und nicht der Entwurf des gesamten Ventilators ist, müssen die einzelnen Aspekte nicht genau ausgewählt werden. Das Design des Referenzventilators basiert auf frei am Markt erhältlichen Ventilatoren vieler Hersteller. [45, 46, 47]

Allerdings ist, wie bereits erwähnt, der Prozess der Auslegung und Prüfung eines Ventilators, die Messung seiner Kennlinie und der damit verbundenen empirischen Koeffizienten finanziell und zeitlich sehr aufwendig. Daher ist es verständlich, dass kein Hersteller Produktionszeichnungen der Ventilatoren oder ihrer Teile offen online zur Verfügung stellt, so dass das Ziel ist, im Wesentlichen einen generischen Ventilator zu

erstellen, der zwar betriebsfähig, aber nicht vollständig optimiert ist. [8, 48]

Erstens ist es notwendig, die Größe des Ventilators zu bestimmen. Der Austrittsdurchmesser des Laufrads wird mit 1000 mm gewählt, da Radialventilatoren dieser Größe häufig zur kanalisierten Belüftung von Produktionshallen oder großen Räumen verwendet werden. Dieser Wert gilt sowohl für die Front-/Rückplatte als auch für die Schaufeln (sofern diese nicht zurückgezogen sind). Das Verhältnis von Eintrittsdurchmesser und Austrittsdurchmesser  $D_1/D_2$  beeinflusst die Betriebseigenschaften des Ventilators. Je höher dieses Verhältnis ist, desto höher ist der Druck, den der Ventilator erzeugt, und desto geringer ist der Luftstrom. Die Ventilatoren mit einem Verhältnis von 0,6 – 0,7 gelten als diejenigen mit dem höchsten Wirkungsgrad, kommen aber in Kombination mit einem größeren Laufraddurchmesser in der Industrie nicht sehr häufig zum Einsatz. Häufiger sind die Ventilatoren mit niedrigerem  $D_1/D_2$ -Verhältnis zu sehen. [48, 49]

Im Verhältnis von 0,5, ein häufig verwendeter Wert von Mitteldruckventilatoren, wird der Wert für den Saugmund-Durchmesser von 500 mm gewonnen. Im nächsten Schritt wird der Saugmund-Durchmesser  $D_s$  bestimmt: Üblicherweise ist  $D_s$  ein wenig kleiner als  $D_1$ , also  $D_s = 480$  mm. Die Eintrittskrümmung  $R_1$  sollte innerhalb des Bereiches  $R_1/D_1 \approx 0,15$  bis 0,20 liegen. In [50] wird  $R_1/D_1 \approx 0,14$  vorgeschlagen. Der Wert von  $R_1$  mit dem Koeffizienten von 0,15 ist 90 mm. Die Abmessungen sind in der Abbildung 5.1 markiert. [48]

Die Rückplatte des Laufrads muss dick genug sein, um den Fliehkräften der Schaufeln und der Frontplatte mit minimaler Verformung standzuhalten und einen störungsfreien Betrieb zu gewährleisten. Die Dicke dieses Teils wird 10 mm betragen. Andererseits muss die Frontplatte leicht sein, um die negativen Auswirkungen ihres Gewichts und der daraus resultierenden Fliehkräfte zu minimieren. Die Dicke der Frontplatte beträgt daher 5 mm.

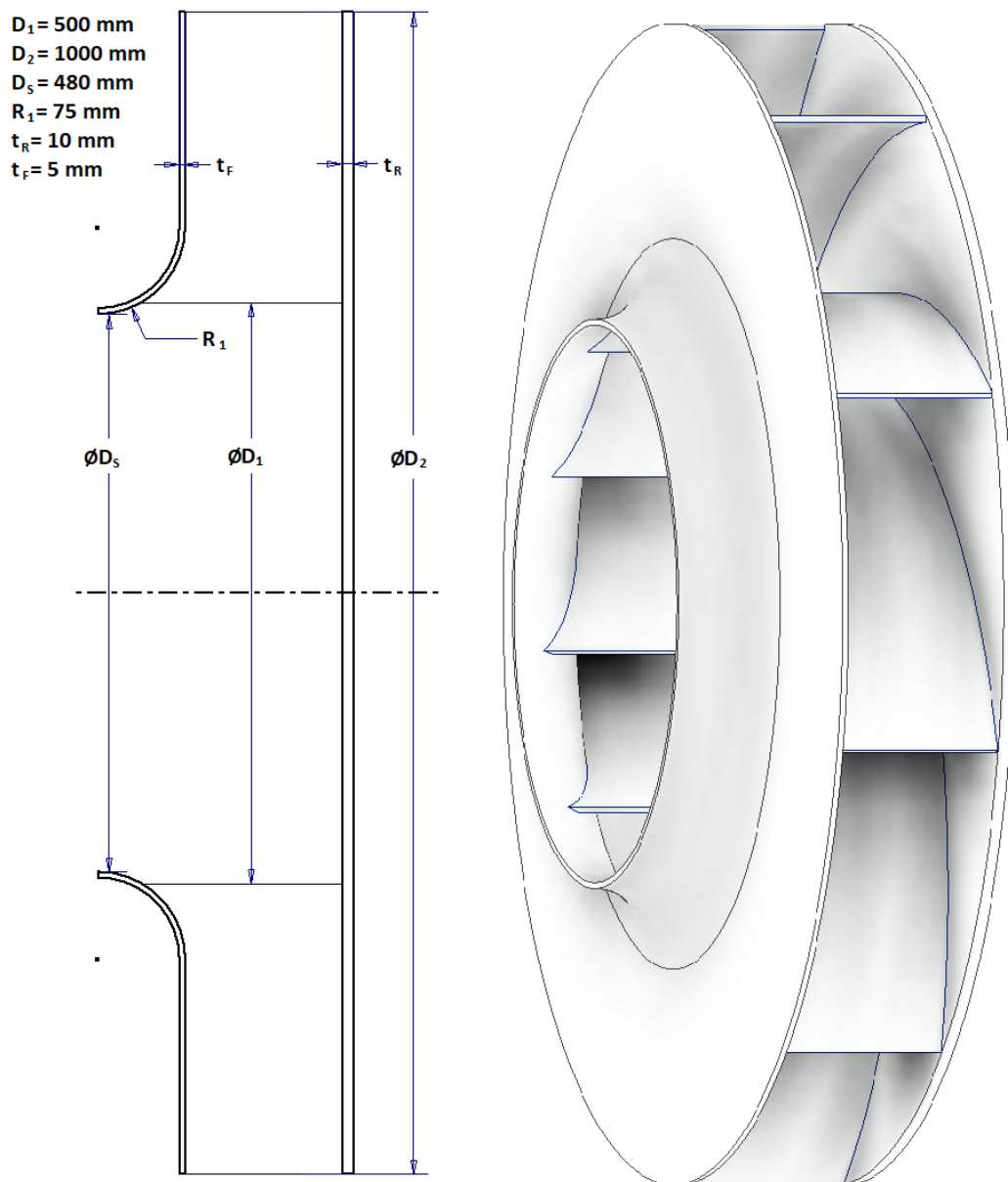


Abb. 5.1: Laufrad-Abmessungen

## 5.1 Schaufelkonstruktion

Radialventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln haben den höchsten Wirkungsgrad unter den Radialventilatoren und können in einem breiten Spektrum von Betriebsbedingungen eingesetzt werden.

Um die endgültigen Abmessungen der Schaufel zu berechnen, ist es notwendig, die Anfangswerte für die Winkel  $\beta_1$  und  $\beta_2$  zu wählen. Es wird eine Vielzahl von Schaufelspitzenwinkeln am Ein- und Austritt verwendet, wobei die Werte meist zwischen

20° und 60° liegen. Die Winkel werden durch den Typ des Ventilators, die Anzahl der Schaufeln und viele andere Faktoren beeinflusst. Es wird vorgeschlagen, dass der Austrittswinkel  $\beta_2$  durch die folgende Gleichung  $\beta_2 \approx \beta_1 + 10^\circ$  bestimmt wird. Daher ist für  $\beta_1 = 25^\circ$  der Wert von  $\beta_2 = 35^\circ$ . [48, 50]

Die am häufigsten verwendete Schaufelkontur ist Kreisbogenschaufel mit konstanter Krümmung  $R$ . Der Vorteil dieser Schaufelform ist die einfache Herstellbarkeit aus Standardblechen und dass jeder beliebige Ein- und Austrittswinkel realisiert werden kann. Die Krümmung wird aus den gewählten Winkeln  $\beta_1$  und  $\beta_2$  nach der Gleichung 5.1 berechnet, wo  $r_2 = D_2/2$  und  $r_1 = D_1/2$ .

$$R = \frac{r_2^2 * r_1^2}{2 * (r_2 * \cos(\beta_2) - r_1 * \cos(\beta_1))} \quad (5.1)$$

Der geometrische Ort der Krümmungsmittelpunkte, d.h. der Radius  $\rho_K$ , kann wie folgt in der Gleichung 5.2 bestimmt werden:

$$\rho_K = \sqrt{r_1^2 + R^2 - 2 * r_1 * R * \cos(\beta_1)} \quad (5.2)$$

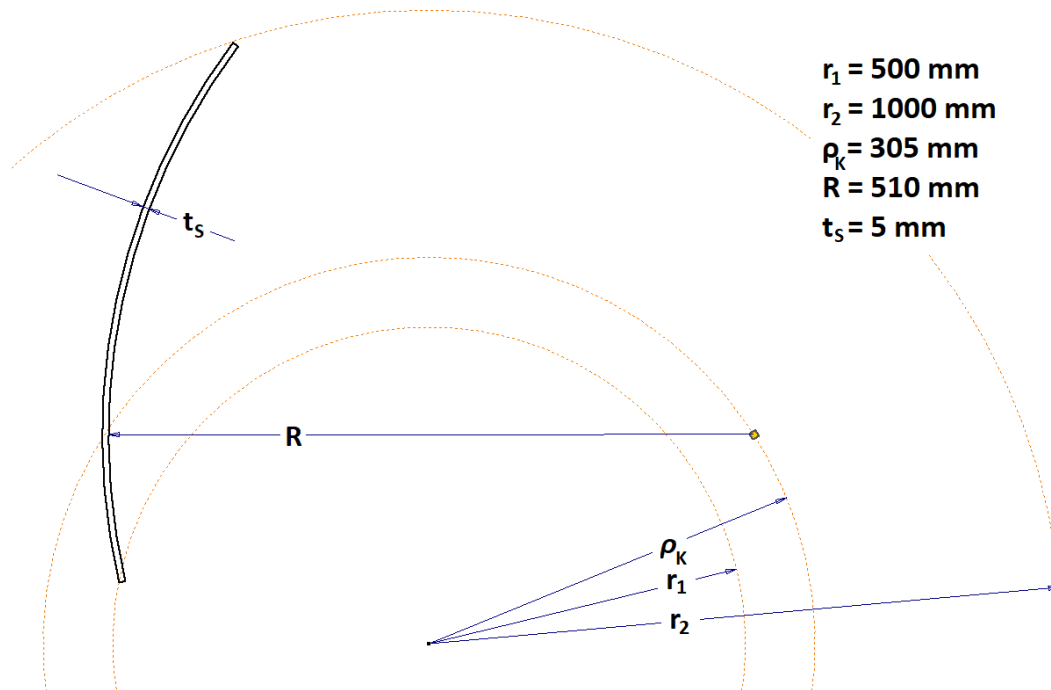
Nach Einsetzen der zuvor ermittelten Werte in die Gleichungen 5.1 und 5.2 ergeben sich die Werte für den Krümmungsradius  **$R = 510 \text{ mm}$**  und den Radius des Kreismittelpunkts  **$\rho_K = 305 \text{ mm}$** . Die Geometrie und die Position der Schaufel sind in der Abbildung 5.2 zu sehen.

Für Radiallaufräder lässt sich leider keine theoretische Beziehung für die optimale Schaufelzahl herleiten. Daher muss bei der Entwicklung von Radialventilatorrädern die optimale Schaufelzahl auf dem Versuchswege gefunden werden [48]. Die einzige in der Literatur gefundene Gleichung bezüglich der Anzahl der Schaufeln (Gleichung 5.3) ist eher eine Empfehlung als eine Regel [51].

$$z \approx \frac{8,5 * \sin(\beta_2)}{1 - D_1/D_2} \quad (5.3)$$

Nach dem Einsetzen der Werte in diese Gleichung ist  **$z = 10$** . In Anbetracht der Tatsache, dass die Schaufelanzahl eines Radialventilators mit rückwärts gekrümmten

Schaufeln üblicherweise zwischen 6 und 12 liegt, scheint der Wert zu stimmen. Dieses Referenzmodell wird daher mit 10 Schaufeln ausgelegt. [48, 52, 53]



**Abb. 5.2:** Schaufel-Abmessungen

Eine große Vielfalt an Schaufelbreiten für die gegebenen Abmessungen ist möglich. [49] Die erste Konstruktion wird mit der Schaufelbreite **b = 140 mm** und der Schaufeldicke von **ts = 5 mm** arbeiten.

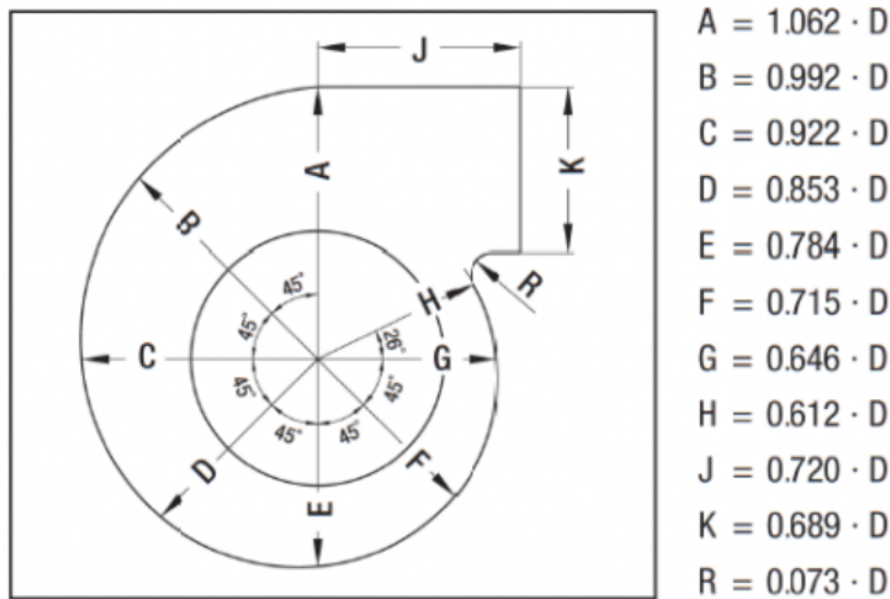
## 5.2 Gehäusekonstruktion

Das Gehäuse des Radialventilators hat die Aufgabe, das aus dem Laufrad austretende Gas zum Auslass des Gehäuses zu führen und einen Teil der kinetischen Energie des Gases in statischen Druck umzusetzen. Das Spiralgehäuse ist die Schlüsselkomponente des Radialventilators, und ihre Struktur ist ein komplexer gekrümmter Oberflächenkörper. [54, 55]

Der Entwurf des Gehäuses ist dem Entwurf des Laufrads insofern sehr ähnlich, als dass es für ein wirklich effizientes und optimiertes Gehäuse wichtig ist, eine Reihe von Tests und Messungen durchzuführen, was finanziell und zeitlich sehr aufwändig ist.

Heutzutage gibt es viele verschiedene Methoden, wie man ein Gehäuse entwirft, und deshalb gibt es keine einzige universelle Methode. In der Theorie ist das Spiralgehäuse eine logarithmische Spirallinie, aber in der Regel werden vereinfachte Modelle für den Entwurf des Gehäuses verwendet. [41, 54, 55, 56, 57]

Für die Konstruktion des Gehäuses wird die in der Abbildung 5.3 dargestellte Methode verwendet:



**Abb. 5.3:** Dimensionierung der Spirale [54]

Nach Einsetzen des zuvor ermittelten Außendurchmessers des Laufrads  $D = 1000$  mm ergeben sich die Abmessungen in der Tabelle 5.1.

**Tab. 5.1:** Erhaltene Werte der Gehäuse-Abmessungen

$A = 1062$ mm	$E = 784$ mm	$J = 720$ mm
$B = 992$ mm	$F = 715$ mm	$K = 689$ mm
$C = 922$ mm	$G = 646$ mm	$R = 73$ mm
$D = 853$ mm	$H = 612$ mm	

Die Stärke der Wand spielt keine Rolle, da das Gehäuse in der FE-Analyse als nicht verformbar betrachtet wird. Das CAD-Modell wird jedoch mit einer Wandstärke von 4 mm erzeugt.

Der letzte Parameter, der zur Auslegung eines Gehäuses benötigt wird, ist die Gehäusebreite. Die auf dem Markt verfügbaren Ventilatoren der untersuchten Ventilatorenhersteller haben in der Regel eine Gehäusebreite, die irgendwo zwischen der 1,2- bis 3-fachen Breite des Laufrads liegt. Die Studien schlagen als optimale Gehäusebreite meist das 2,5-fache der Austrittsbreite des Laufrades vor [41, 42, 43, 44]. In dieser Arbeit ist es jedoch notwendig, das Gehäuse etwas breiter zu gestalten, um genügend Platz für den Steuermechanismus zu haben. Die Gehäusebreite wird  $\mathbf{b_G = 410\ mm}$  betragen, was dem Verhältnis von 2,9 entspricht und damit noch im vorgeschlagenen Bereich liegt.

### 5.3 Welle

Die Antriebswellen ermöglichen die Drehbewegung und die Übertragung von Drehmoment. In der Industrie werden die unterschiedlichsten Wellendurchmesser und Bauformen verwendet. In dieser Arbeit wird eine zweifach gelagerte Welle mit fliegendem Laufrad verwendet, was die übliche Ausführung für einstufige Ventilatoren ist. Das bedeutet, dass das Laufrad nur von einer Seite durch eine Welle gestützt wird, was eine höhere Beanspruchung der Welle zur Folge hat.

Zur Dimensionierung und Nachweisrechnung der Welle benötigt man die angreifenden Kräfte und Momente, an dem Laufrad und an der Welle. Die Hauptquellen der auf die Welle wirkenden Belastung sind die Gewichtskräfte des Laufrades, welche das Biegemoment erzeugen, und das Drehmoment. [48, 58]

Das Biegemoment  $M_B$  kann nach Formel 5.4 berechnet werden, wobei  $F \approx 1200\ N$  (Gewicht des Laufrads CAD-Modell ist ca. 120 kg) und das maximal zu erwartende  $l \approx 300\ mm$ .

$$M_B = F * l = 1200 * 300 = 360000N/mm \quad (5.4)$$

Das Drehmoment  $M_D$  des Ventilators wird nach Formel 5.5 berechnet, wobei  $P_W$  die Wellenleistung des Ventilators ist. Die Wellenleistung soll 80 kW betragen, was der



höchste Wert ist, der bei Ventilatoren ähnlicher Größe auf dem Markt vorkommt, ist aber in der Regel viel kleiner [45, 59, 60, 48, 61].  $n$  ist die gewünschte Drehzahl des Ventilators, die auf 1000/min eingestellt wurde, was ca. 17/sec entspricht.

$$M_D = \frac{P_W}{2 * \pi * n} = \frac{80.000}{2 * 3,14 * 17} \approx 750.000 N/mm \quad (5.5)$$

Aus diesen Werten ergibt sich das reduzierte Biegemoment  $M_{Bred}$

$$M_{Bred} = \sqrt{M_B^2 + 0,75 * M_D^2} = 742.000 N/mm \quad (5.6)$$

Der minimale Wellendurchmesser  $d_{Wmin}$  wird dann wie folgt berechnet:

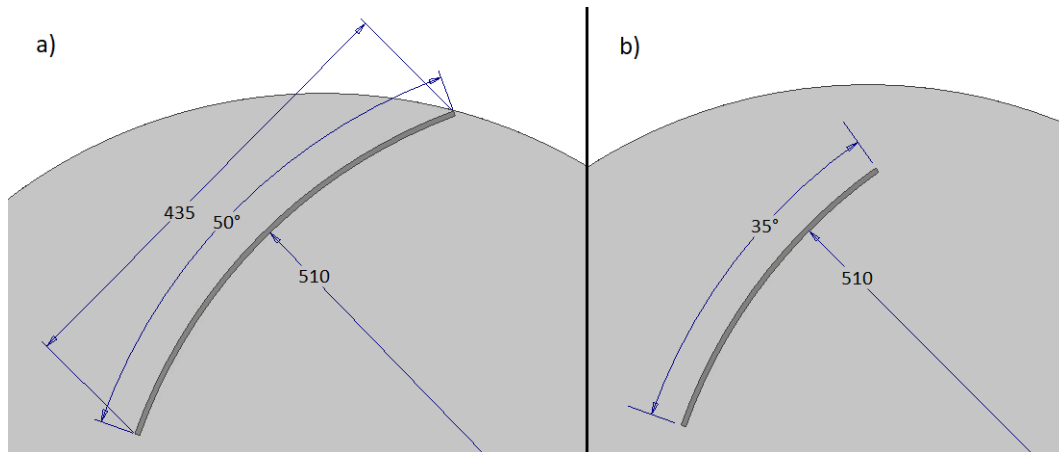
$$d_{Wmin} = \sqrt[3]{\frac{\pi * M_{Bred}}{32 * \sigma_B}} = 45 mm \quad (5.7)$$

Wobei  $\sigma_B$  der maximal zulässige Wert der Spannung für Wechselbiegung für Stahl DIN 1.0060 (E355) ist. Hier ist  $\sigma_B = 85$  MPa. [62, 63]

Es ist zu beachten, dass die Welle mit dem berechneten Durchmesser den Sicherheitsfaktor eins hat, deshalb ist es notwendig, den Durchmesser entsprechend den vorhandenen Merkmalen (z. B. Passfedern) zu vergrößern.

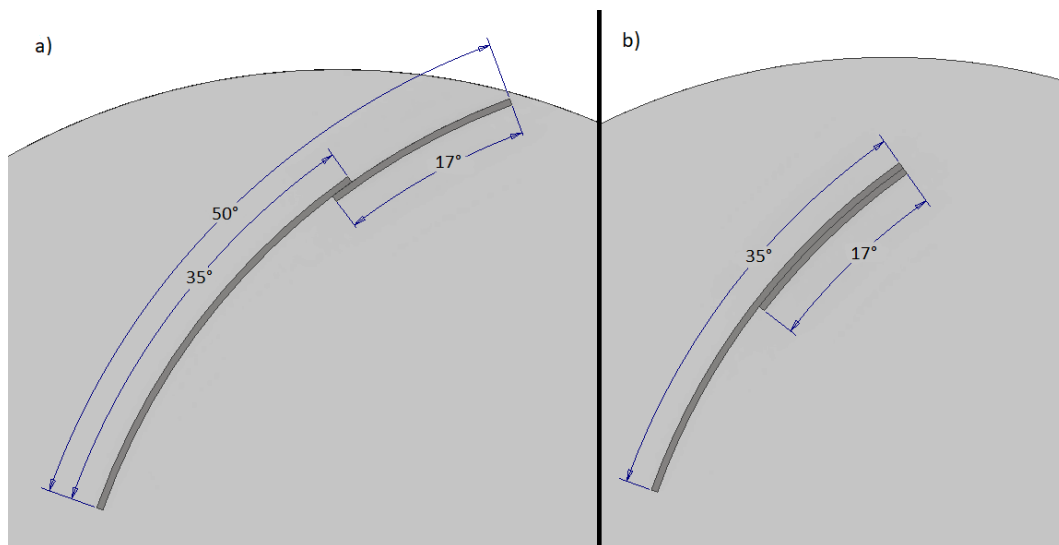
## 5.4 Steuermechanismus

Vor Beginn der Konstruktion des Steuermechanismus muss entschieden werden, wie groß die minimale Betriebsgröße der Schaufel sein wird. Wie in Abbildung 5.4 a) unten zu sehen ist, beträgt der eingeschlossene Winkel der vollen Schaufel  $50^\circ$  (435 mm). In Abbildung 5.4 b) ist eine Variante des Laufrads mit kurzen Schaufeln dargestellt. Hier beträgt der eingeschlossene Winkel  $35^\circ$ . Modelle dieser beiden Varianten werden in der FE-Simulation zur Erfassung von Referenzwerten verwendet.



**Abb. 5.4:** a) lange und b) kurze Variante der Schaufeln

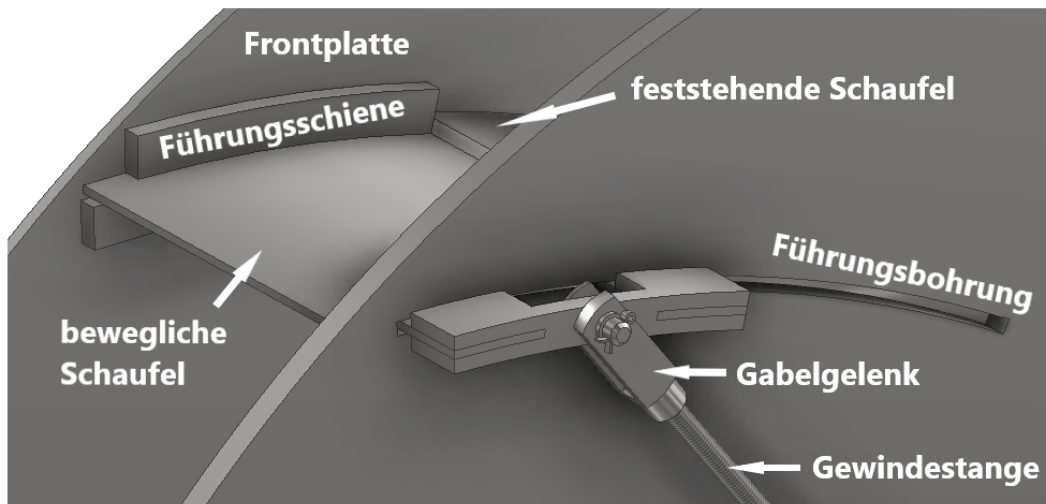
Die Variante des Laufrads mit dem Steuermechanismus verwendet bewegliche Schaufeln mit einem eingeschlossenen Winkel von  $17^\circ$  und kann in zwei extremen Arbeitszuständen arbeiten (oder irgendwo zwischen den beiden). Der erste ist mit dem beweglichen Teil der Schaufel voll ausgefahren, siehe Abbildung 5.5 a). Die fixierte Schaufel wird durch den beweglichen Teil der Schaufel ausgefahren, und ihr endgültiger kombinierter eingeschlossener Winkel beträgt  $50^\circ$ , da es eine Überlappung von  $2^\circ$  zwischen dem beweglichen und dem fixierten Teil gibt. Der zweite Zustand ist mit vollständig eingefahrenen Schaufeln (Abbildung 5.5 b). In diesem Zustand ist die bewegliche Schaufel vollständig unter der festen Schaufel verborgen.



**Abb. 5.5:** a) ausgestoßene und b) eingefahrene Schaufel

An der Frontplatte wird die bewegliche Schaufel in ihrer Bewegung durch zwei an der

Frontplatte angebrachte Führungsschienen geführt und in der eingefahrenen Position auch teilweise von der feststehenden Schaufel getragen. Auf der Rückseite des Lauf-  
rads geht die Schaufel durch die Führungsbohrung in der Rückenplatte. Hinter der Rückenplatte ist die Schaufel an dem Gelenkmechanismus befestigt, der die Schaufel mit der Steuerstange verbindet.



**Abb. 5.6:** Detail des Mechanismus

Am statischen Teil des Verbindungsmechanismus, der an der Schaufel befestigt ist, ist ein Gabelgelenk befestigt. Dieses Gabelgelenk (DIN 71752 [64]) kann eine maximale Last von mindestens 10 kN tragen, der Zapfen (DIN 1434 [65]) kann maximal 2500 N tragen. An das Gabelgelenk wird eine Gewindestange aus Stahl mit einem Gewinde der Festigkeitsklasse 10.9 angeschlossen. Nach DIN 976-1 [66] und 976-2 [67] kann die Gewindestange M8 selbst der niedrigsten Klasse 4.6 die Belastung von 5,4 kN standhalten. Die Stange wird mit dem Steuerring durch einen Gelenkkopf mit Gleitlagerung (maximal zulässige Belastung 12 kN) DIN ISO 12240-4 [68] und einem Zapfen (DIN 1434 - 2,5 kN [65]) mit Splint (DIN EN ISO 1234 [69]) verbunden. [62, 63]

Die Fliehkräfte  $F_F$  können nach Formel 5.8 berechnet werden, wobei  $m$  ist Gewicht,  $\omega$  ist Winkelgeschwindigkeit und  $r$  ist der Radius (Abstand des Schwerpunkts der voll ausgefahrenen Schaufeln vom Mittelpunkt):

$$F_F = m * \omega^2 * r \quad (5.8)$$

Bei einem Radius von 450 mm, die Fliehkraft der Stahlschaufel beträgt ca. 3200 N (für  $m_{\text{Stahl}} \approx 600 \text{ g}$ ), bei der Aluminiumschaufel beträgt die Kraft 1080 N (für  $m_{\text{Alu}} \approx 200 \text{ g}$ ). Die Zentrifugalkraft des restlichen Mechanismus beträgt ca. 1300 N. Die theoretische maximale Zentrifugalkraft ist die Summe dieser beiden, also  $F_{Z_{\text{max}}} = 2380 \text{ N}$ .

Der größte Teil der Fliehkräfte wird von den Führungsschienen aufgenommen, daher ist die Stahlvariante der beweglichen Schaufel theoretisch möglich, aber um die allgemeine Belastung des gesamten Systems zu reduzieren, werden die Aluminiumschaufeln verwendet. Mit Aluminiumschaufeln würde, selbst wenn der Steuermechanismus die gesamte Zentrifugallast halten müsste (was praktisch unmöglich ist), seine schwächste Stelle - die Stifte - nicht versagen, da ihre maximal zulässige Belastung höher ist als die maximal theoretisch mögliche Belastung ( $2500 \text{ N} > 2380 \text{ N}$ ).

Durch Drehen des Steuerrings können die Schaufeln vergrößert oder eingezogen werden (Abb. 5.7). Die Verriegelung des Steuerrings und damit des Mechanismus in der gewünschten Position wird durch den Spannsatz ermöglicht. Es gibt eine Vielzahl von Spannsätzen auf dem Markt. Um den richtigen Spannsatz auszuwählen, ist es notwendig, das Drehmoment zu kennen, das von der Welle auf den Steuerring übertragen werden muss.



**Abb. 5.7:** Ansicht des Steuermechanismus mit ausgefahrenen (links) und eingefahrenen Schaufeln (rechts)

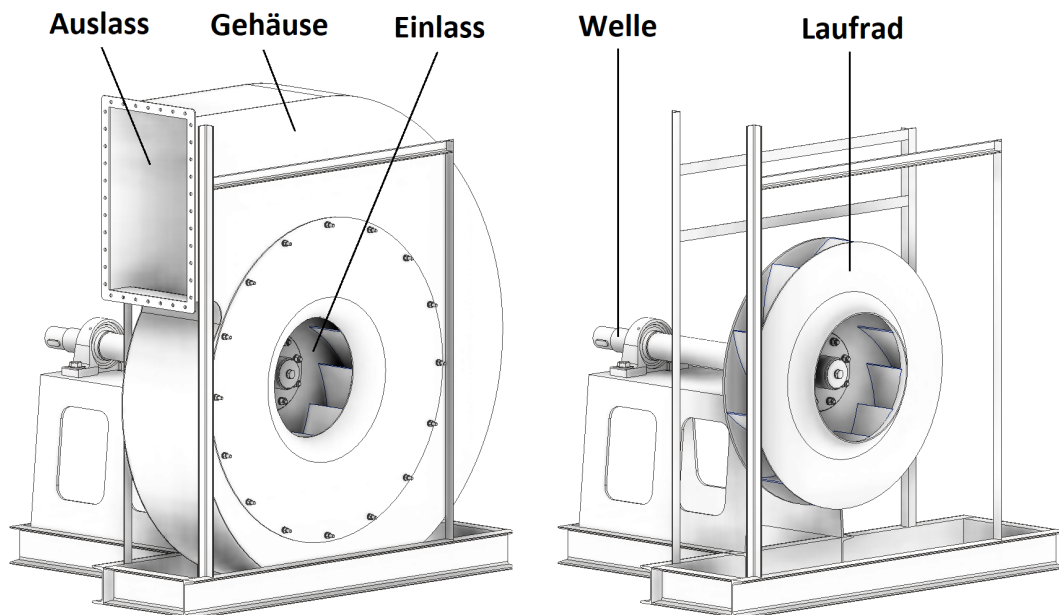
Das Drehmoment  $M_D$  kann berechnet werden (nach der Gleichung 5.9), wenn die

maximale Zentrifugalkraft  $F_{Z_{\max}} = 2380 \text{ N}$  und der Momentarm bekannt sind. Die Zentrifugalkräfte wirken auf den Momentenarm von 61 mm. Der ungefähre minimale Drehmoment-Übertragungswert des Spannsatzes ist daher gleich dem Produkt aus Fliehkräften und Momentenarm, mal 10 (da es 10 Schaufeln gibt).

$$M_D = 10 * r * F_{Z_{\max}} = 10 * 0,061 * 2380 = 1696 \text{ N} \quad (5.9)$$

In diesem Mechanismus kann z. B. der Spannsatz Typ RfN 7003 mit einem maximalen Drehmoment von 9080 Nm eingesetzt werden. [70]

Um die Länge der Schaufeln zu ändern, muss der Ventilator im Stillstand sein. Zuerst müssen die Schrauben am Spannsatz gelöst werden, dann kann die Position des Steuerrings (und der Schaufeln) eingestellt werden, und schließlich müssen die Schrauben am Spannsatz wieder angezogen werden. Dieser Vorgang kann durch die hintere Wartungsklappe durchgeführt werden.



**Abb. 5.8:** Frontalansicht der gesamten Anlage mit und ohne Gehäuse

## 6 FE Simulation

Um zu ermitteln, wie der Mechanismus die Betriebseigenschaften des Ventilators beeinflusst, ist es notwendig, eine FE-Simulation durchzuführen. Zunächst wird die CFD-Analyse für jede Geometrievariante des Radialventilators mit ANSYS CFX durchgeführt. Zwei Simulationen werden durchgeführt, um Referenzwerte zu erhalten, eine mit einem Laufrad mit kleinen Schaufeln (eingeschlossener Winkel  $35^\circ$ ) und eine mit großen Schaufeln ( $50^\circ$ ). Zwei weitere Simulationen (wieder mit eingeschlossenem Winkel  $35^\circ$  und  $50^\circ$ ) werden mit dem modifizierten Laufrad mit beweglicher Schaufel durchgeführt. Mit diesen Simulationen soll untersucht werden, wie die zusätzlichen geometrischen Merkmale / Hindernisse im Strömungsweg die Luftströmung beeinflussen. Der Teil des Mechanismus hinter dem Laufrad wird vernachlässigt. Die Leistungs- und Betriebsparameter der einzelnen Varianten werden berechnet und verglichen.

Die CFD-Analyse besteht aus den folgenden Schritten:

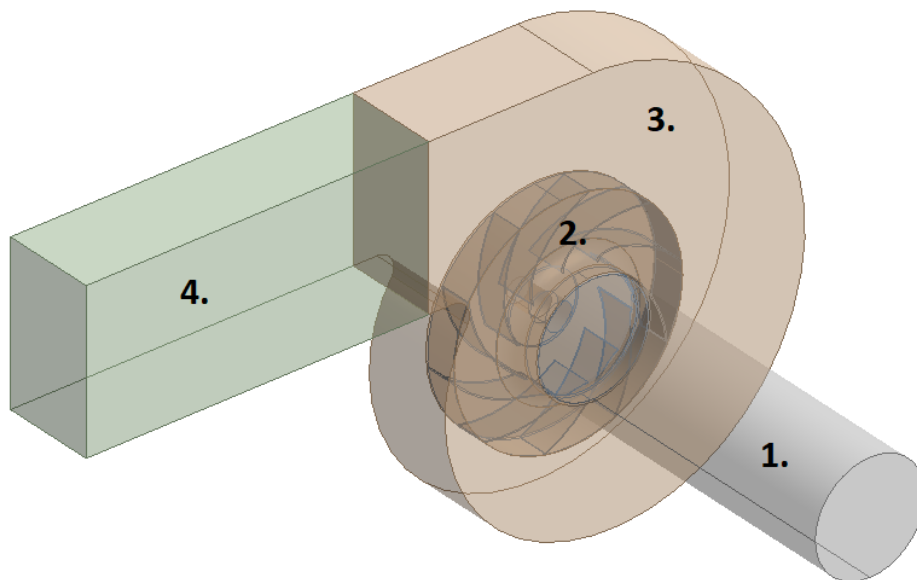
- Importieren der Geometriedaten des Ventilators
- Netz (Mesh) generieren
- Einstellen der Analyse
- Simulation
- Auswerten der Ergebnisse

### 6.1 Geometrie

Die Geometrie des Ventilators für diese Simulation ist die gleiche, wie die in Kapitel 5 beschriebene Geometrie, mit kleinen Änderungen. Es ist ratsam, die Geometrie immer zu vereinfachen und unerwünschte Details zu entfernen, deshalb werden alle geometrischen Merkmale, die die Strömung im Inneren des Laufrads nicht direkt beeinflussen, vernachlässigt (axialer Spalt zwischen Einlass und Laufrad, Teil des Mechanismus hinter dem Laufrad, Schrauben). Es muss auch bedacht werden, dass der Gegenstand der CFD-Simulation oft nicht das Gerät selbst oder sein Teil ist, sondern der umgebende

Raum, der mit Flüssigkeit gefüllt ist. In solchen Fällen ist es notwendig, ein inverses Modell aus der Konstruktionsgeometrie zu erstellen. [71]

Die Hauptkomponenten, die bei der Simulation berücksichtigt werden, sind Saugrohr (Einlass), Laufrad, Spiralgehäuse und Auslassrohr. Jede dieser Komponenten wird durch einen Luftkörper (Domain) repräsentiert (Abb. 6.1). Die Strömung tritt entlang der Achse über das Saugrohr in den Ventilator ein und wird durch das rotierende Laufrad beschleunigt. Anschließend fließt die Strömung weiter zum Spiralgehäuse und tritt radial in das Auslassrohr aus.



**Abb. 6.1:** Teile des Modells für CFX Simulation: 1) Saugrohr, 2) Laufrad, 3) Gehäuse, 4) Auslassrohr

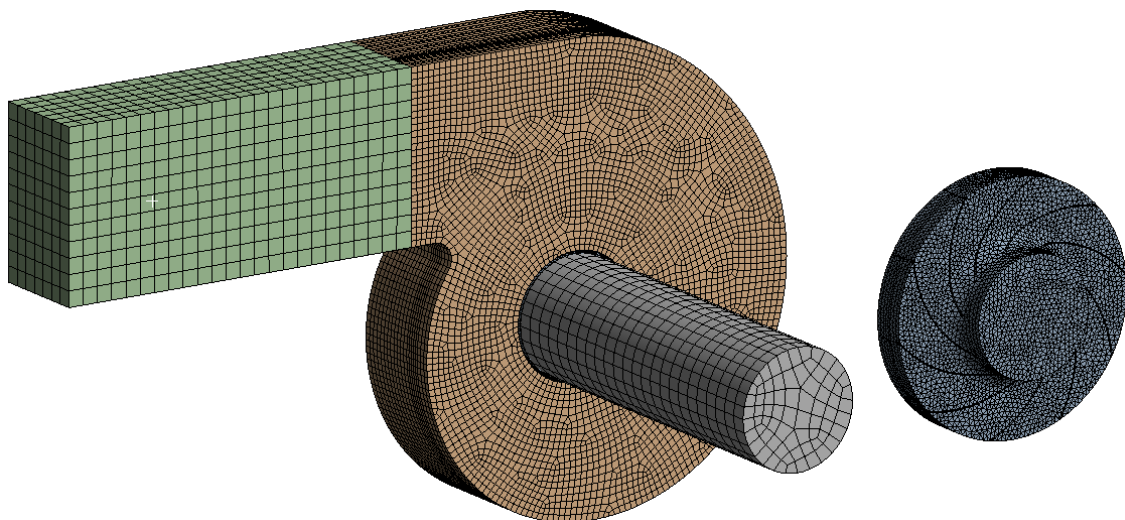
## 6.2 Netz

Die Vernetzung des Einlassrohrs, des Gehäuses und des Auslassrohrs wurde mit der MultiZone-Methode durchgeführt. Die MultiZone-Vernetzungsmethode bietet eine automatische Zerlegung der Geometrie in mehrere Bereiche. Es erzeugt automatisch ein reines Hexaedernetz, wo dies möglich ist, und füllt dann die schwierigeren Regionen mit einem unstrukturierten Netz auf. Das Body-Sizing für das Einlassrohr und das Auslassrohr verwendet eine Elementgröße von 30 mm. Elementgröße für das Gehäuse ist 12 mm.

**Tab. 6.1:** Netzparameter der einzelnen Körper

	Einlassrohr	Laufblad	Gehäuse	Auslassrohr
<b>Methode</b>	MultiZone	Automatic	MultiZone	MultiZone
<b>Dominanter Elementtyp</b>	Hexaeder	Tetraeder	Hexaeder	Hexaeder
<b>Elementgröße</b>	30 mm	10 mm	12 mm	30 mm

Die Vernetzung des Laufrads wurde mit der Automatic-Methode durchgeführt. Diese Art der Methodensteuerung verwendet Sweeping für Volumenmodelle und in einigen Fällen, in denen die Körper nicht gesweept werden können, verwendet die Methode dann das patchkonforme Tetraeder für die Vernetzung (Tetrahedron Mesh Algorithmus). Das Body-Sizing des Laufrads verwendet eine Elementgröße von 10 mm. Die Möglichkeiten des Netzes sind durch die Studentenversion der Lizenz eingeschränkt. Auf der Abbildung 6.2 ist eine grobe Darstellung des Netzes zu sehen, und in der Tabelle 6.1 ist die Zusammenfassung der Netzparameter.

**Abb. 6.2:** Darstellung des Netzes in verschiedenen Regionen

## 6.3 CFX

CFX ist ein spezielles Werkzeug, das für CFD-Simulationen von Turbomaschinen entwickelt wurde. Der erste Schritt war die Zuordnung der Randbedingungen. Da der



Einlass Luft aus der Atmosphäre ansaugt, wird die Randbedingung *Total Pressure (static)* = 0 Pa verwendet, mit einem Domain-Referenzdruck von 1 [atm]. Der Auslass entlüftet in die Atmosphäre, daher wird die Randbedingung *Static Pressure* = 0 Pa mit einem Domain-Referenzdruck von 1 [atm] verwendet.

Der nächste Schritt ist das Einrichten der Verbindung zwischen den einzelnen Teilen (Domains). Die erste war die Kupplung zwischen Saugrohr und Laufrad. Eine gute Verbindung wurde durch die *Specified Pitch Angles* ( $360^\circ / 360^\circ$ ) und durch die Option für rotierende Strömung - *Stage (Mixing-Plane)* sichergestellt. Gefolgt von der Verbindung zwischen Laufrad und Spiralgehäuse mit gleichen Einstellungen für die entsprechenden Flächen. Zwischen dem Gehäuse und dem Auslassrohr ist die *General Connection* definiert, da diese beiden Bereiche keine Bewegung ausführen.

Laufraddomain wurde als rotierender Körper eingestellt – *Domain motion – Rotating* mit  $n = 1000 \text{ U/min}$ . Die Zusammenfassung der wichtigsten Einstellungen ist in der Tabelle 6.2 zu sehen.

Das Konvergenzkriterium wurde auf RMS und den Wert 0,00001 gesetzt. Die Anzahl der Iterationen war 2000. Nachdem alle Einstellungen vorgenommen wurden, wurde das Lösungsfenster gestartet und die Berechnung begonnen. Die Werte der Leistung, des Drehmoments und der Luftvolumenstromhöhe wurden während der Berechnung überwacht, um mögliche Fehler und Konvergenzprobleme während der Berechnung zu überblicken.

**Tab. 6.2:** Einstellungen des Modells in CFX

Domäne	Einstellung	Typ
Einlass	Total Pressure (static) = 0 Pa	Randbedingung
Auslass	Static Pressure = 0 Pa	Randbedingung
Laufrad	$n = 1000 \text{ U/min}$	Randbedingung
Einlassrohr - Impeller	Stage (Mixing-Plane)	Kontaktfläche
Impeller - Gehäuse	Stage (Mixing-Plane)	Kontaktfläche
Gehäuse - Auslassrohr	General Connection	Kontaktfläche
restliche Flächen	Wall	Randbedingung

## 6.4 Auswertung der Ergebnisse

Nachdem alle Kalkulationen erfolgreich konvergiert haben, können die resultierenden Daten verglichen werden. Die während der Simulation überwachten Parameter waren:

- Massenstrom  $\dot{m}$ , aus dem der Volumenstrom  $\dot{V}$  nach Gleichung 2.1 berechnet werden kann, und
- Totaldruck  $p_{t,2}$  im Ventilatoraustritt und Totaldruck  $p_{t,1}$  im Ventilatoreintritt, aus denen der Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$  nach Gleichung 2.2 berechnet werden kann.

Schließlich kann aus dem Volumenstrom und der Totaldruckerhöhung die Leistung  $P$  des Ventilators berechnet werden, und zwar mit der Gleichung 2.5. Der letzte Parameter ist die relative Leistung. Die relative Leistung gibt an, um wie viel geringer die Leistung des Ventilators mit dem Mechanismus im Vergleich zum Referenzventilator ohne Mechanismus ist. In der folgenden Tabelle 6.3 sind die gemessenen Werte und die berechneten Ergebnisse für die beiden Referenzmodelle und die Modelle mit Mechanismus zu sehen.

**Tab. 6.3:** Simulationsergebnisse für jedes Modell

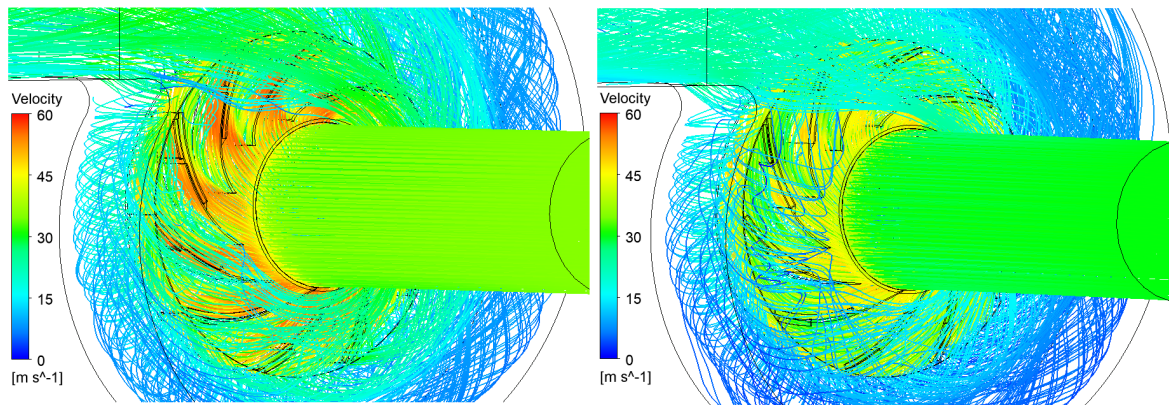
Modelltyp	Referenz. 50°	Mech. 50°	Referenz. 35°	Mech. 35°
<b>Volumenstrom</b>	6,328 m <sup>3</sup> /s	6,270 m <sup>3</sup> /s	5,464 m <sup>3</sup> /s	5,362 m <sup>3</sup> /s
<b>Totaldruckerhöhung</b>	755,624 Pa	741,793 Pa	563,091 Pa	542,14 Pa
<b>Leistung</b>	4782 W	4651 W	3077 W	2907 W
<b>Relative Leistung</b>	100 %	97,26 %	100 %	94,48 %

Im Vergleich zu den Referenz-Ventilator erfährt der Ventilator mit dem Regelmechanismus einen Leistungsverlust von 2,74 %, wenn er mit Schaufeln mit eingeschlossenem Winkel von 50° arbeitet. Dieser Ventilator hat Volumenstromverlust von 0,92 % und die Totaldruckerhöhung ist 1,83 % geringer. Der Ventilator mit dem Regelmechanismus mit 35° Schaufeln erfährt einen Leistungsverlust von 5,52 %, Volumenstromverlust von 1,87 % und die Totaldruckerhöhung ist 3,72 % geringer, im Vergleich zu den Referenz-Ventilator.

Aus den erhaltenen Daten ist ersichtlich, dass der Regelmechanismus im Ventilator die Leistung des Ventilators leicht verringert (2,74 % und 5,52 %). Dies wird durch die weniger gleichmäßige Luftströmung im Laufrad mit dem Regelmechanismus verursacht, aufgrund der zusätzlichen Teile, die dem Luftstrom im Weg sind. Wie bereits erwähnt, wurde der Teil des Regelmechanismus, der sich hinter dem Laufrad befindet, in dieser Simulation vernachlässigt, um die Machbarkeit dieser CFX-Simulation zu gewährleisten. Es ist möglich und wahrscheinlich, dass dieser Teil des Mechanismus die Luftströmung im Gehäuse in leicht negativer Weise beeinflussen würde, wodurch die Leistung und der Wirkungsgrad weiter sinken würden.

Es ist auch notwendig, die Ergebnisse des Ventilators mit Mechanismus in beiden Extrempositionen miteinander zu vergleichen. Die Leistung des Ventilators mit eingesteckten Schaufeln ( $35^\circ$ ) ist sehr gering, verglichen mit der Leistung des Ventilators, der mit vollständig herausgeschobenen Schaufeln ( $50^\circ$ ) arbeitet. Im Vergleich zum Ventilator mit  $50^\circ$ -Schaufeln ist die Variante mit  $35^\circ$ -Schaufeln sehr ineffizient. Der Volumenstromverlust ist 14,48 %, die Totaldruckerhöhung ist 26,91 % geringer und schließlich ist die Leistung 37,5 % geringer. Dies wird hauptsächlich dadurch verursacht, dass der Laufraddurchmesser  $D_2$  zu klein für das Gehäuse ist (die Schaufelhinterkante ist zu weit von dem Gehäuse entfernt), da das Gehäuse auf der Basis des ursprünglichen Maßes  $D_2$  entworfen wurde. Ein kleinerer Durchmesser  $D_2$  führt dazu, dass die Luft mit geringerer Geschwindigkeit aus der Schaufel austritt und dadurch ein geringerer Druck im Gehäuse entsteht, was zu einem geringeren Volumenstrom führt.

Das Geschwindigkeitsprofil des Luftstroms in den Ventilatoren mit dem Regelmechanismus ist in Abbildung 6.3 zu sehen. Es ist deutlich der Unterschied in der Geschwindigkeit des Luftstroms zwischen dem Laufrad mit  $50^\circ$ -Schaufeln und dem Laufrad mit  $35^\circ$ -Schaufeln zu erkennen. Es ist auch zu erkennen, dass die Geschwindigkeit im Einlassrohr der  $35^\circ$ -Grad-Version geringer ist, was darauf hinweist, dass der Volumenstrom niedriger ist.



**Abb. 6.3:** Luftströmungs-Geschwindigkeitsprofil im Laufrad mit 50°-Schaufeln (links) und im Laufrad mit 35°-Schaufeln (rechts)

## 6.5 Schlussfolgerung

Die Leistung des Ventilators, der mit 35°-Schaufeln arbeitet, ist um 37,5 % geringer als beim Betrieb mit 50°-Schaufeln. Dieser Wert gilt jedoch nur unter den in der CFX-Simulation verwendeten Umständen. Wenn sich die Betriebsbedingungen oder die Anforderungen an den Ventilator ändern (Änderung der Lufttemperatur, anderer Luftdruck am Ein- oder Auslass, ein anderer benötigter Volumenstrom usw.), würde sich der Ventilator anders verhalten und einen anderen Volumenstrom und Totaldruckerhöhung erzeugen. Folglich würde der Ventilator mit eingeklappten Schaufeln (35°) unter Umständen einen höheren Wirkungsgrad haben, als mit ausgefahrenen Schaufeln (50°).

Die Verwendung des Ventilators mit dem Regelmechanismus wäre dort angebracht, wo sich die Betriebsbedingungen ändern und wo die Notwendigkeit besteht, den Volumenstrom und/oder die Druckerhöhung anzupassen. Damit der Ventilator mit dem Regelmechanismus eingesetzt werden kann, muss er die traditionellen Methoden und ihre Probleme/Nachteile überwinden: Frequenzumrichter - hohe Anschaffungskosten, Drallregler und Drosselklappen - geringer Wirkungsgrad.

Es ist wichtig, die wirtschaftliche Seite der Sache gründlich zu betrachten, da die Wirtschaftlichkeit in den meisten Fällen das wichtigste Kriterium ist. Der Ventilator mit Steuermechanismus wird etwas höhere Betriebskosten haben, da durch das Vorhanden-

sein des Mechanismus in der Konstruktion die Leistung etwas geringer ist. Außerdem ist wegen der beweglichen Teile davon auszugehen, dass die Wartungskosten höher sein werden als beim Ventilator ohne Mechanismus. Es ist derzeit nicht bekannt, ob diese beiden negativen Aspekte den Anschaffungspreis des Frequenzumrichters aufwiegen.

Vergleicht man den Regelmechanismus mit dem Drallregler und den Drosselklappen, kann der Ventilator mit Regelmechanismus in einem größeren Bereich von Arbeitsbedingungen effizienter arbeiten. Der Anschaffungspreis ist jedoch höher. Derzeit ist nicht bekannt, ob die Schallemissionen des Ventilators mit Regelmechanismus höher oder niedriger sind als die der Drallregler und Drosselklappen.

# 7 Zusammenfassung und Ausblick

## 7.1 Zusammenfassung

In der Europäischen Union sind Industrieventilatoren nach Industriemotoren und Lichtquellen die drittgrößte Energieverbrauchsquelle. Jede kleine Verbesserung der Effizienz im Bereich der Lüftungstechnik kann einen großen Unterschied im Gesamtenergieverbrauch ausmachen und sich positiv auf die Umwelt auswirken.

Das Ziel dieser Arbeit war es, eine innovative Lösung zu entwickeln, die es den Radialventilatoren ermöglicht, auch bei sich ändernden Betriebsbedingungen im optimalen Betriebspunkt zu arbeiten. Um dieses Ziel zu erreichen, war es notwendig, einen Mechanismus zu entwerfen, der die Änderung der Schaufelgeometrie ermöglicht.

Im Kapitel Stand der Technik wurden die grundlegenden Ventilortypen, die grundlegenden Mittel der Ventilatorsteuerung mit ihren Vor- und Nachteilen und die am häufigsten verwendeten Materialien beschrieben. Es wurde auch gesagt, dass der Ventilator in dem Betriebspunkt arbeitet, der auf dem Schnittpunkt der Ventilator- und Anlagenkennlinie liegt, und dass zur Verschiebung des Betriebspunktes in eine andere Position entweder eine Änderung der Anlagen- oder der Ventilatorkennlinie erforderlich ist.

Die Recherche der Patente hat gezeigt, dass es nur sehr wenige Patente gibt, die sich mit der Änderung der Schaufelgeometrie beschäftigen, die meisten beschäftigen sich mit der Änderung des Schaufelwinkels und keines mit der Änderung der Schaufellänge.

Im nächsten Kapitel wurden fünf Mechanismenkonzepte entworfen und nach verschiedenen Kriterien bewertet. Die bevorzugte Variante wurde ausgewählt. Der entworfene Mechanismus ermöglicht das Heraus- oder Hineinschieben des beweglichen Teils der Schaufel, wodurch sich der eingeschlossene Winkel der Schaufel ändert (von 35° bis

50°). Dies ändert die Kennlinie des Ventilators und beeinflusst somit die Ausgangsparameter der Schaufel - Volumenstrom und Druckerhöhung.

Im fünften Kapitel wurde das gewählte Konstruktionskonzept unter Berücksichtigung der statischen Anforderungen im Detail entworfen. Es wurde versucht, hauptsächlich bereits produzierte und auf dem Markt erhältliche Teile zu verwenden, um die Anzahl der benötigten Sonderanfertigungen zu reduzieren und auch die Kosten zu senken.

Das letzte Kapitel befasst sich mit der FE-Simulation, die in Ansys CFX durchgeführt wird. Zuerst wird der Prozess der Vorbereitung der Simulation und der Einstellung der Parameter beschrieben. Danach werden die Ergebnisse ausgewertet und beschrieben. Es wurde festgestellt, dass unter den gegebenen Umständen der Ventilator mit einem Regelmechanismus eine (2,74 - 5,52) % geringere Leistung hat, als der Referenzventilator ohne den Mechanismus.

Es wurde festgestellt, dass der Ventilator mit dem Steuermechanismus dort eingesetzt werden kann, wo wechselnde Betriebsbedingungen herrschen und eine Anpassung des Volumenstroms und der Totaldruckerhöhung erforderlich ist, aber die Wirtschaftlichkeit muss im Einzelfall bewertet werden.

## 7.2 Ausblick

Diese Arbeit hat einen der möglichen Wege aufgezeigt, wie die Schaufelgeometrie gesteuert werden kann und wie der Arbeitspunkt des Ventilators eingestellt werden kann. Es besteht jedoch definitiv weiterer Forschungsbedarf.

Die im sechsten Kapitel vorgestellten Simulationsergebnisse werfen die Frage auf, wie sich der Ventilator unter den verschiedenen Betriebsbedingungen verhalten würde. Der nächste Schritt in der Forschung könnte zum Beispiel die Durchführung der CFX-Simulation mit unterschiedlichem Ausgangsdruck sein. Nachdem genügend solcher Simulationen durchgeführt wurden, wäre es möglich, eine geeignete Ventilator Kennlinie zu definieren. Dieser Schritt wurde in dieser Arbeit aufgrund des enormen Zeitbedarfs

einer einzelnen Simulation leider nicht durchgeführt. Natürlich könnte die Geschwindigkeit und Konvergenzrate der Simulation in Zukunft durch eine Verfeinerung des Netzes erhöht werden.

Um reale Werte zu erhalten, wäre es notwendig, den entworfenen Ventilator herzustellen und die realen Werte auf dem Prüfstand zu messen. Diese experimentellen Werte könnten dann mit den Werten aus der Simulation in Kapitel sechs verglichen werden. Es wäre auch interessant zu beobachten, wie das Vorhandensein des Mechanismus am Laufrad den Geräuschpegel des Ventilators beeinflusst. Es ist auch wichtig zu erwähnen, dass es vor dem Testen des realen Prototyps von Vorteil wäre, eine Modalanalyse durchzuführen.

Es wäre auf jeden Fall lohnenswert, den Mechanismus zu untersuchen, der nach dem gleichen Prinzip funktioniert, aber am Laufrad mit geraden oder vorwärts gekrümmten Schaufeln.

Schließlich sollte eine Finanzanalyse durchgeführt werden, um die Kosten und Einsparungen des Ventilators mit dem Steuerungsmechanismus zu untersuchen und die im sechsten Kapitel gestellte Frage zu lösen, ob der Einsatz eines solchen Ventilators langfristig rentabler ist als die hohe Anfangsinvestition in den Frequenzumrichter.



## 8 Shrnutí práce v českém jazyce

Tato kapitola se zabývá obsahem diplomové práce v českém jazyce. Jsou zde uvedeny nejdůležitější informace k pochopení tématu a dosažených výsledků. Jedná se především o překlad a shrnutí hlavních částí respektive kapitol s odkazy na text v originálním jazyce.

### 8.1 Úvod

S postupující industrializací se ventilátory stále častěji a ve velkém množství používají v různých zařízeních a systémech pro dopravu vzduchu a jiných tekutin, včetně plynů obsahujících pevné látky, a také pro větrání, klimatizaci, vytápění, sušení, chlazení atd. Rozmanitost tvarů ventilátorů je také mimořádně velká. Rozmanitost tvarů vějířů je proto mimořádně velká, stejně jako jejich velikost, která se může pohybovat od několika centimetrů až po 20 metrů a více.

V době, kdy ekonomické myšlení nabývá na významu a ochrana životního prostředí hraje stále větší roli, je naléhavě nutné využívat všechny možnosti úspory energie více než dosud. To platí i pro oblast ventilační techniky. Zejména ventilátory zde představují vysoký podíl provozních nákladů. Podle Evropské komise spotřebují průmyslové ventilátory ročně přibližně 300 TWh elektrické energie, což znamená, že jsou po průmyslových motorech a světelných zdrojích třetím nejčastějším zdrojem energie. Jakékoli zlepšení účinnosti se proto výrazně promítá do úspor energie, což vede k nižší produkci CO<sub>2</sub>.

V současné době se regulace provozních podmínek provádí především pomocí škrticích klapek (nízká účinnost, úzký regulační rozsah) nebo pomocí frekvenčních měničů (účinné, ale drahé). Vzhledem k těmto skutečnostem je cílem této práce vyvinout inovativní řešení, které umožní radiálním ventilátorům pracovat vždy v optimálním provozním bodě za měnících se provozních podmínek. K dosažení tohoto cíle je třeba optimalizovat výkon případnou úpravou geometrie lopatek.

## 8.2 Stav poznání

V této kapitole (Stand der Technik) je shrnuta rešerše současných poznatků a důležitých informací pro pochopení principů fungování ventilátorů. Nachází se zde stručný popis čtyř základních druhů ventilátorů (radiální, axiální, diagonální a tangenciální), přičemž je zde podrobně popsána stavba a jednotlivé části radiálních ventilátorů, kterými se tato práce zabývá. Následuje stručný popis nejdůležitějších charakteristických hodnot ventilátorů a vysvětlení základních rovnic.

Kapitola pokračuje popisem charakteristické křivky ventilátoru, charakteristické křivky systému, a je vysvětleno, že operační bod ventilátoru leží na průsečíku těchto dvou křivek. Dále je popsáno chování ventilátoru v závislosti na tom, v jaké části charakteristické křivky leží operační bod.

Následuje popis nejčastěji používaných způsobů regulace ventilátorů. Často je nutné, aby ventilátor pracoval v několika provozních bodech nebo v regulačním rozsahu podle požadavků systému. Například u mnoha průmyslových ventilačních systémů dochází k proměnlivému zatížení v důsledku změn podmínek prostředí, obsazenosti a požadavků na výrobu. Aby bylo možné přizpůsobit se změnám poptávky, je průtok a dopravní tlak řízen třemi hlavními způsoby: regulací víření na vstupu, regulací otáček ventilátoru a škrcení na výstupu. Každá metoda má řadu výhod a nevýhod z hlediska počátečních nákladů, účinnosti regulace průtoku a energetické účinnosti. Čtvrtá popsaná metoda, a sice natáčení lopatek, je používána v podstatě pouze u axiálních ventilátorů.

Dále jsou popsány materiály nejčastěji používané pro výrobu ventilátorů. Z kovových materiálů jsou to hlavně hliník, uhlíkové a nerezové oceli. Nekomové materiály jsou zde zastoupeny plasty a kompozitními materiály.

V závěru kapitoly byla provedená patentová rešerše. Bylo zjištěno, že většina patentů se zabývá posuvem, nebo natočením (změnou úhlu) lopatek. Nebyl nalezen žádný patent, který by se zabýval mechanismem pro změnu geometrie lopatek oběžného kola ve smyslu jejich prodloužení.

## 8.3 Specifikace úkolů a metodiky

Tato kapitola blíže specifikuje úkoly této práce. Následující kroky byly definovány jako návrh několika možných mechanismů pro změnu geometrie lopatek, jejich ohodnocení podle daných kritérií a výběr preferované varianty. Následuje tvorba CAD modelu této vybrané varianty. Posledním krokem je simulace proudění v programu Ansys CFX a posouzení vlivu mechanismu na výkon ventilátoru.

## 8.4 Vývoj konceptu

Kapitola Konzeptentwicklung se zabývá vývojem mechanismů pro změnu geometrie lopatek. Je zde popsáno pět variant mechanismů. Čtyři varianty slouží k vysouvání a zasouvání pohyblivé části lopatek, čímž se mění jejich pracovní délka. Pátá varianta je navržena k naklápění lopatek a tedy ke změně jejich úhlu. Následně jsou všechny varianty ohodnoceny podle následujících kritérií: hmotnost mechanismu, požadavky na instalační prostor, počet pohyblivých částí, upevnění lopatek a dominantní typ napětí. Na základě výsledků z hodnotící matice (Tabulka 4.6) byla vybrána varianta, která bude zkonstruována v následující kapitole.

## 8.5 Konstrukce

Proces návrhu a testování ventilátoru, měření jeho charakteristické křivky a souvisejících empirických koeficientů je finančně i časově náročný. Je proto pochopitelné, že žádný výrobce nezveřejňuje výrobní výkresy ventilátorů nebo jejich součástí na internetu, takže cílem této kapitoly bylo v podstatě vytvořit generický ventilátor, který je funkční, ale není plně optimalizovaný.

Konstrukce referenčního ventilátoru vychází z ventilátorů mnoha výrobců dostupných na trhu. Vnější průměr ventilátoru  $D_2$  je 1000 mm a vnitřní průměr  $D_1$  je 500 mm. Poměr vnitřního k vnějšímu průměru z velké míry definuje chování ventilátoru. V tomto případě  $D_1/D_2 = 0,5$ , což znamená, že tento ventilátor patří do středotlaké kategorie. Následují výpočty ostatních konstrukčních rozměrů.

Dále je v této kapitole popsán proces návrhu geometrie lopatek a proces výpočtů jak jednotlivých rozměrů, tak i počtu lopatek. Následuje konstrukce spirály ventilátoru a hřídele.

Poslední část kapitoly se zabývá konstrukcí řídicího mechanismu. Jsou zde uvedeny základní statické výpočty nezbytné pro fungování mechanismu. Důraz je kladen na používání normovaných částí, což si klade za cíl zjednodušit a zlevnit výrobu. Bylo také určeno, že pevná část lopatky bude mít rozsah  $35^\circ$ , pohyblivá část  $17^\circ$ . Pohyblivá část se může zasunout pod pevnou část (pracovní délka  $35^\circ$ ), nebo téměř úplně vysunout (pracovní délka  $50^\circ$ ). Lopatky ventilátoru budou tedy mohou pracovat kdekoliv v rozsahu  $35^\circ - 50^\circ$ . Vysouvání a zasouvání lopatek je řízeno natáčením kontrolního prstence umístěného za oběžným kolem.

Pro změnu délky lopatek musí být ventilátor v klidovém stavu. Nejprve je třeba povolit šrouby na upínací sadě, poté je možné nastavit polohu kontrolního prstence (a lopatek) a nakonec je třeba opět utáhnout šrouby na upínací sadě. Tuto operaci lze provést přes zadní poklop pro údržbu, který je přítomný na každém větším ventilátoru.

## 8.6 Simulace

V kapitole FE Simulation je popsán proces simulací, které mají za cíl určit, jak mechanismus ovlivňuje provozní vlastnosti ventilátoru. Za tím účelem byla provedená analýza CFD pro každou variantu geometrie odstředivého ventilátoru pomocí programu ANSYS CFX. Nejprve je popsán proces nastavení simulace včetně přípravy geometrie, meshování a nastavení okrajových podmínek. Pro získání referenčních hodnot jsou provedeny dvě simulace, jedna s oběžným kolem s malými lopatkami (úhel  $35^\circ$ ) a druhá s velkými lopatkami ( $50^\circ$ ). Další dvě simulace (opět s úhly  $35^\circ$  a  $50^\circ$ ) jsou provedeny s modifikovaným oběžným kolem s pohyblivými lopatkami. Tyto simulace jsou použity ke zkoumání vlivu dodatečných geometrických prvků/překážek v dráze proudění na proudění vzduchu. Část mechanismu za oběžným kolem je zanedbána.

Na základě dat ze simulací jsou vypočteny a porovnány výkonnostní a provozní pa-

rametry jednotlivých variant. Bylo zjištěno, že přítomnost částí mechanismu uvnitř oběžného kola snižuje výkon ventilátoru o 2,74 % při provozu s vysunutými lopatkami ( $50^\circ$ ), a o 5,52% při provozu se zasunutými lopatkami ( $35^\circ$ ). Výkon je zde definován jako součin objemového toku  $\dot{V}$  a dopravního tlaku  $\Delta p_t$ .

Dále bylo provedeno porovnání mezi oběma modely s mechanismem a bylo zjištěno, že ventilátor pracující se zasunutými lopatkami má o 37,5 % nižší výkon než varianta s vysunutými lopatkami. To je způsobeno především tím, že průměr oběžného kola  $D_2$  je pro spirálu ventilátorů příliš malý (vnější hrana lopatek je příliš daleko od pláště), protože spirála byla navržena na základě původního rozměru  $D_2$ . Menší průměr  $D_2$  způsobí, že vzduch opouští lopatku nižší rychlostí, což má za následek nižší tlak v plášti a nižší objemový průtok. Rychlostní profil toku vzduchu ventilátorem je zobrazen na obrázku 6.3.

Použití ventilátoru s v této práci navrženým regulačním mechanismem by bylo vhodné tam, kde se mění provozní podmínky a kde je třeba upravit průtok a/nebo zvýšit tlak. Aby mohl být ventilátor s řídicím mechanismem používán, musí překonat tradiční metody a jejich problémy/nevýhody: Pohony s proměnnými otáčkami - vysoké počáteční náklady, regulátory víření a tlumiče - nízká účinnost.

Je důležité důkladně zvážit ekonomickou stránku věci, protože ekonomika je ve většině případů nejdůležitějším kritériem. Ventilátor s regulačním mechanismem bude mít mírně vyšší provozní náklady, protože díky přítomnosti mechanismu v konstrukci je výkon mírně nižší. Kvůli pohyblivým částem se také očekávají vyšší náklady na údržbu než u ventilátoru bez mechanismu. V tuto chvíli není známo, zda tyto dva negativní aspekty převáží pořizovací cenu pohonu s proměnnými otáčkami.

V porovnání s regulačním mechanismem s vírovým regulátorem na vstupu a škrcením klapkami na výstupu může ventilátor s regulačním mechanismem pracovat efektivněji v širším rozsahu pracovních podmínek. Pořizovací cena je však vyšší. V současné době není známo, zda jsou emise hluku ventilátoru s proměnnými otáčkami vyšší nebo nižší než emise hluku vstupní vodicí lopatky a klappek.

## 8.7 Shrnutí a výhled

Cílem této práce bylo vyvinout inovativní řešení, které by umožnilo radiálním ventilátorům pracovat v optimálním provozním bodě i za měnících se provozních podmínek. K dosažení tohoto cíle bylo nutné navrhnout mechanismus, který by umožňoval změnu geometrie lopatek.

Na základě informací získaných v rešeršní části práce bylo následně navrženo pět mechanismů pro změnu geometrie lopatek. Ty byly ohodnoceny podle několika kritérií a byla vybrána nejlepší varianta. Ta byla v následující kapitole zkonstruovaná s přihlédnutím k působícím silám a zatížením.

Poslední kapitola se zabývá simulací FE provedenou v programu Ansys CFX. Nejprve je popsán postup přípravy simulace a nastavení parametrů. Poté jsou výsledky vyhodnoceny a popsány. Bylo zjištěno, že za daných podmínek má ventilátor s regulačním mechanismem (2,74 - 5,52) % nižší výkon než referenční ventilátor bez mechanismu. Bylo zjištěno, že ventilátor s regulačním mechanismem lze použít tam, kde jsou proměnlivé provozní podmínky a kde je třeba nastavit průtok a celkový nárůst tlaku, ale ekonomická stránka musí být posuzována případ od případu.

Z výsledků této práce vyplývá potřeba dalšího výzkumu a testování. Výsledky simulace uvedené v šesté kapitole vyvolávají otázku, jak by se ventilátor choval za různých provozních podmínek. Dalším krokem ve výzkumu by mohlo být například provedení simulace CFX s různými výstupními tlaky. Po provedení dostatečného počtu takových simulací by bylo možné definovat vhodnou charakteristickou křivku ventilátoru. Pro získání reálných hodnot by bylo třeba navržený ventilátor s mechanismem zkonstruovat a testovat na testovacím stanovišti. Bylo by také zajímavé sledovat, jak přítomnost mechanismu na oběžném kole ovlivňuje hlučnost ventilátoru.

# Literaturverzeichnis

- [1] Bommers, L.; Fricke, J.; Klaes, K.: *Ventilatoren*. Essen: Vulkan-Verlag, 1994.
- [2] Kemna, R.; van Elburg, M.; van der Boorn, R.: *Ecodesign Fan Review - Final Report*. URL: <https://www.fanreview.eu/downloads/FINAL%5C%20REPORT%5C%20FAN%5C%20REVIEW%5C%20-%5C%2016%5C%20Mar%5C%202015.pdf>.
- [3] Schlender, F.; Klingenberg, G.: *Ventilatoren im Einsatz*. Düsseldorf: VDI Verlag, 1996.
- [4] Menny, K.: *Strömungsmaschinen - Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*. Mörlenbach: Teubner, 2006.
- [5] Käppeli, E.: *Strömungsmaschinen an Beispielen*. Frankfurt am Main: Verlag Harri Deutsch, 1994.
- [6] Paschotta, R.: *Ventilator*. URL: <https://www.energie-lexikon.info/ventilator.html>.
- [7] *Verordnung (EU) Nr. 327/2011 der Kommission vom 30. März 2011*. URL: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/HTML/?uri=CELEX:32011R0327&from=DE>.
- [8] Bohl, W.: *Strömungsmaschinen 1 - Aufbau und Wirkungsweise*. Würzburg: Vogel Buchverlag, 1994.
- [9] *Základní druhy ventilátorů*. URL: <https://www.ventishop.cz/info-clanky/zakladni-druhy-ventilatoru/>.
- [10] *Why Direct Drive Backward Curved Plenum Fans?* URL: [https://www.esmagazine.com/ext/resources/ES/Home/Files/PDF/WP\\_AAon.pdf](https://www.esmagazine.com/ext/resources/ES/Home/Files/PDF/WP_AAon.pdf).

- [11] Grundmann, R.; Schönholtz, F.: *Grundlagen der Ventilatorentechnik*. URL: [https://www.trox.de/downloads/9e22d16d3953f93c/07fachartikel\\_grundlagen\\_der\\_ventilatorentechnik.pdf](https://www.trox.de/downloads/9e22d16d3953f93c/07fachartikel_grundlagen_der_ventilatorentechnik.pdf).
- [12] Yu, J.; Zhang, T.; Qian, J.: *Fans Ventilation: A Practical Guide*. Woodhead, 2011.
- [13] *Centrifugal Fan & Blowers*. URL: <https://atomberg.com/centrifugal-fan-blowers/>.
- [14] Bogdanović-Jovanović, J.; Bogdanović, B.; Spasić, Ž.: *Centrifugal Fans with Backward-curved and Forward-curved Blades*. 2019.
- [15] Mode, F.; Bommers, L.: *Ventilatoranlagen - Theorie, Berechnung, Anwendung*. Berlin: Walter de Gruyter, 1972.
- [16] Zmrhal, V.: *Prvky větracích a klimatizačních zařízení*. URL: <https://vetrani.tzb-info.cz/vzduchotechnicka-zarizeni/3733-prvky-vetracich-a-klimatizacnich-zarizeni-i-1-cast>.
- [17] Turner, M.: *All you need to know about fans*. URL: <http://www.electronics-cooling.com/1996/05/all-you-need-to-know-about-fans/>.
- [18] *Radialventilator*. URL: [https://www.dasslerventilatoren.info/contents/de/d7\\_Radialventilatoren.html](https://www.dasslerventilatoren.info/contents/de/d7_Radialventilatoren.html).
- [19] Dwyer, T.: *Matching the fan to the ventilation system*. URL: <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2011-11/>.
- [20] Robinson, K. D.: *The System Curve, the Fan Curve, and the Operating Point*. URL: [https://www.aiha-rms.org/assets/2018/2018\\_FTC/2018\\_Presentations/System%5C%20Curve%5C%20Fan%5C%20Curve%5C%20operating%5C%20Point%5C%20BW.pdf](https://www.aiha-rms.org/assets/2018/2018_FTC/2018_Presentations/System%5C%20Curve%5C%20Fan%5C%20Curve%5C%20operating%5C%20Point%5C%20BW.pdf).
- [21] *Improving fan system performance*. URL: <https://www.nrel.gov/docs/fy03osti/29166.pdf>.
- [22] Brooke, H.: *Controlling Fans with Variable Loads*. URL: <https://shapa.co.uk/technical-downloads/SHAPA-Technical-Paper-Controlling-Fans-with-Variable-Loads.pdf>.



- [23] Jones, W. P.: *Air conditioning applications and design*. London und New York: Routledge, 2011.
- [24] Drkal, F.; Lain, M.; Schwarzer, J.; Zmrhal, V.: *Vzduchotechnika*. Praha: ČVUT, 2009.
- [25] Basu, S.; Debnath, A. K.: *Power plant instrumentation and control handbook*. London: Elsevier, 2015.
- [26] Škorpík, J.: *Geometrie a materiály lopatkových strojů*. URL: <https://www.transformacni-technologie.cz/15.html>.
- [27] Cory, W. T. W.: *Fans Ventilation: A Practical Guide*. London: Elsevier, 2005.
- [28] *Sheet metal materials*. URL: <https://web.archive.org/web/20090615063211/http://www.precisionsheetmetal.com/home/materials.htm>.
- [29] Kellner, T.: *The Art of Engineering: The World's Largest Jet Engine Shows Off Composite Curves*. URL: <https://www.ge.com/news/reports/the-art-of-engineering-the-worlds-largest-jet-engine-shows-off-composite-curves>.
- [30] Handschuh, K.; Miller, S.; Sinnott, M. et al.: *Materials, Manufacturing and Test Development of a Composite Fan Blade Leading Edge Subcomponent for Improved Impact Resistance*. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20150000887>.
- [31] *Rolls-Royce starts manufacture of world's largest fan blades – made of composite material – for next-generation UltraFan demonstrator*. URL: <https://www.rolls-royce.com/media/press-releases/2020/11-02-2020-intelligentengine-rr-starts-manufacture-of-world-largest-fan-blades.aspx>.
- [32] Lakowske, R.; Tischer, J. C.; Eber, D. H.: *US4662819 - Centrifugal fan with variable blade pitch*. URL: <https://patents.google.com/patent/US4662819>.
- [33] Cao, X.; Tian, F.; Qian, Y. et al.: *CN110985438A*. URL: <https://patents.google.com/patent/CN110985438A/>.
- [34] Cocks, R. B.; Hull, M. R.; Golm, N. C. et al.: *WO2014150494A2 - Centrifugal fan impeller with variable shape fan blades and method of assembly*. URL: <https://patents.google.com/patent/WO2014150494A2>.

- [35] Lei, J.; Mo, X.; Wei, Y. et al.: *CN107023511A*. URL: <https://patents.google.com/patent/CN107023511A>.
- [36] Cory, W. T. W.: *EP0099615A2 - Centrifugal fan with flow control*. URL: <https://patents.google.com/patent/EP0099615A2>.
- [37] Smiley, W. A.; Brockman, G. T.: *US5207557A - Centrifugal fan having variable width blades*. URL: <https://patents.google.com/patent/US5207557A>.
- [38] Wang, H.; Yang, G. B.: *CN209908838U*. URL: <https://patents.google.com/patent/CN209908838U/>.
- [39] Dou, H.; Zhang, S.; Jiang, C. et al.: *CN106949090A*. URL: <https://patents.google.com/patent/CN106949090A/>.
- [40] Rogers, M.; Bruen, M.; Maystre, L.: *Multi-Criteria Evaluation Methods*. Boston: Springer-Verlag US, 2000.
- [41] Schönwald, S.; Kameier, F.; Böhle, M.: *Influence of the Casing Width and the Impeller Position on Centrifugal Fan Performance*. 2014.
- [42] Yukun, L.; Baojun, S.; Tongchang, L.: *Numerical Simulation on Effect of Volute Width on Performance of a Centrifugal Fan*. 2012.
- [43] Horvat, I.; Kameier, F.; Reinartz, D.: *CAE für Radialventilatoren unter dem Gesichtspunkt des Umweltschutzes - Energieeffizienz, Haltbarkeit, Lärm*. 2009.
- [44] Qi, D.; Zhang, Y.; Wen, S.; Liu, Q.: *Measurement and analysis of three-dimensional flow in a centrifugal fan volute with large volute width and rectangular cross-section*. 2006.
- [45] Witt Sohn AG. URL: <https://www.wittfan.de/de/produkte/radialventilatoren/>.
- [46] EBM-Papst. URL: <https://www.ebmpapst.com/de/en/products/centrifugal-fans.html>.
- [47] Pollrich. URL: <https://www.pollrich.com/en/industrialfans/drive-type-of-fans/>.
- [48] Bohl, W.: *Strömungsmaschinen 2 - Berechnung und Konstruktion*. Würzburg: Vogel Buchverlag, 2013.

- [49] Cherkassy, V. M.: *Pumps, Fans and Compressors*. Moscow: Mir Publishers, 1985.
- [50] Mode, F.: *Ventilatoranlagen*. Berlin: Verlag de Gruyter, 1972.
- [51] Bommers, L.: *Verwendung des Ähnlichkeitsgrundsatzes im Ventilatorenbau*. 1969.
- [52] *Centrifugal Fans*. URL: [https://shop.systemair.com/upload/assets/ASP\\_CENTRIFUGAL\\_CATALOG\\_FULL\\_VERSION\\_19\\_02\\_20190426\\_182619961.PDF](https://shop.systemair.com/upload/assets/ASP_CENTRIFUGAL_CATALOG_FULL_VERSION_19_02_20190426_182619961.PDF).
- [53] *Radialventilatoren*. URL: [https://www.wittfan.de/sites/default/files/downloads/4\\_Centrifugal.pdf](https://www.wittfan.de/sites/default/files/downloads/4_Centrifugal.pdf).
- [54] *Fan Types*. URL: <https://www.rs-online.com/designspark/fan-types-why-choose-a-forward-curved-centrifugal-fan>.
- [55] Cheng-Hung, H.; Weicheng, T.: *An optimal volute spiral case design for centrifugal fan: theoretical and experimental studies*. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s10999-015-9303-4>.
- [56] Yukun, L.; Baojun, S.; Haifeng, L.: *Analysis and Suggestion on Design Methods for Volute Shape of Centrifugal Fans*. URL: <https://www.scientific.net/AMR.550-553.3117.pdf>.
- [57] Qi, D. T.; Pomfret, M. J.; Lam, K.: *A new approach to the design of fan volute profiles*. URL: [https://journals.sagepub.com/doi/pdf/10.1243/PIME\\_PROC\\_1996\\_210\\_198\\_02](https://journals.sagepub.com/doi/pdf/10.1243/PIME_PROC_1996_210_198_02).
- [58] *Výpočet nosných a pohybových hřídelí*. URL: [https://www.sspu-opava.cz/~dolezi/SPS/2\\_rocnik/26\\_Vypocet\\_nosnych\\_a\\_pohybovych\\_hridelu..pdf](https://www.sspu-opava.cz/~dolezi/SPS/2_rocnik/26_Vypocet_nosnych_a_pohybovych_hridelu..pdf).
- [59] *Sama Industrial Fans*. URL: <http://www.samaventilatori.it/index.php/products/centrifugal-fans/>.
- [60] *Twin City Fan*. URL: <https://www.tcf.com/products/centrifugal-fans/>.
- [61] *Howden*. URL: <https://www.howden.com/en-gb/products/fans/centrifugal-fan>.
- [62] Shigley, J. E.; Mischke, C. R.; Budynas, R. G.: *Konstruování strojních součástí*. Brno: Nakladatelství VUTIUM, 2010.
- [63] Svoboda, P.; Brandejs, J.: *Výběry z norem*. Brno: CERM, 2013.
- [64] DIN 71752: *Gabelgelenke; Gabelköpfe*. Berlin: Beuth-Verlag, 1994.

- [65] DIN 1434: *Fügen im Leichtbau*. Berlin: Beuth-Verlag, 2010.
- [66] DIN 976-1: *Mechanische Verbindungselemente - Gewindebolzen - Teil 1: Metrisches Gewinde*. Berlin: Beuth-Verlag, 2016.
- [67] DIN 976-2: *Mechanische Verbindungselemente - Gewindebolzen - Teil 2: Metrisches Festsitzgewinde MFS*. Berlin: Beuth-Verlag, 2016.
- [68] DIN ISO 12240-1: *Gelenklager - Teil 1: Radial-Gelenklager*. Berlin: Beuth-Verlag, 1999.
- [69] DIN EN ISO 1234: *Splinte*. Berlin: Beuth-Verlag, 1997.
- [70] *Locking Assemblies RfN 7003*. URL: <https://www.ringfeder.com/products/locking-assemblies/rfn-7003/>.
- [71] Zelenský, P.; Barták, M.; Zavřel, V. et al.: *Numerical Analysis of Air Flow in a Modular Fan Unit Using CFD Simulation*. 2019.

# Anlagenverzeichnis

## Datenträger

Ordner	Beschreibung
Ausarbeitung	Arbeit in Textform
Abbildungen	Alle benutzte Bilder
Modelle	STEP Modelle des Ventilators und des Laufrads
Zeichnungen	Alle technischen Zeichnungen

# Selbstständigkeitserklärung

## Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt habe. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche gekennzeichnet.

## Tschechisch/Česky

Prohlašuji, že předložená diplomová práce je mým vlastním dílem, byla zpracována pod vedením přidělených vedoucích a na základě literatury, uvedené v seznamu zdrojů na uvedených místech.

## Englisch/English

I hereby declare that the thesis submitted is my own unaided work. All sources used are acknowledged as references.

---

Chemnitz, den 09.04.2021